

6. Resultados

O presente capítulo inicia-se com a apresentação de dados típicos da operação bicomcombustível. Segue tratando dos parâmetros empíricos necessários tanto à estimativa de desempenho de motores (equação 5), quanto dos envolvidos no processo de combustão Diesel / gás natural (equação 8).

As Figuras 27, 28 e 29 apresentam, respectivamente, dados relativos ao consumo de Diesel, gás natural e ar para um dos motores testados. São relativos ao MWM modelo 4.10 TCA operando a 1.200 rpm. Em cada uma dessas figuras as correspondentes vazões são dadas, como função da razão de substituição, para cinco diferentes pontos de carga (0, 7,6, 14,6, 24,4 e 40 cv). Nota-se que, para razão de substituição nula (operação original Diesel), tanto as vazões de combustível como ar aumentam com a carga imposta ao motor. O fornecimento de uma maior vazão de combustível é indispensável ao aumento do torque de eixo. O consumo de ar, a esta rotação constante, cresce devido à atuação do conjunto turbo-compressor.

Conforme aumenta a vazão de gás natural e, também, a razão de substituição (qualquer que seja a carga), verifica-se a correspondente redução na vazão de óleo Diesel. Para o caso apresentado verificou-se, em cargas elevadas, máxima razão de substituição da ordem de 80 %. Reduzindo a potência de eixo verifica-se uma (progressivamente) menor taxa de substituição máxima. Para torque de eixo nulo (0 cv), esta é da ordem de 45 %. Para os casos apresentados nas três figuras, foi a falha de ignição que determinou a máxima substituição de Diesel por gás natural.

É importante notar que, a cargas parciais, deve-se fornecer uma vazão significativa de gás natural de modo a reduzir o consumo de Diesel. No caso das curvas relativas a 7,6 cv, por exemplo, verifica-se uma vazão do derivado aproximadamente igual a 2,3 kg/h no funcionamento original. Já na operação bicomcombustível, a 68 % de razão de substituição, verificam-se vazões de 2,5 kg/h de gás natural e 0,8 kg/h de Diesel. Deve-se frisar que o poder calorífico do gás natural, por unidade de massa, é inclusive superior ao do Diesel (apêndice I).

Na Figura 29 vê-se que a vazão de ar diminui com o aumento da razão de substituição, qualquer que seja a carga apresentada. Tal efeito é, entretanto, mais acentuado em cargas elevadas. Tal constatação pode, ao menos em parte, ser atribuída à mistura do gás natural ao ar, a montante do turbo-compressor. A

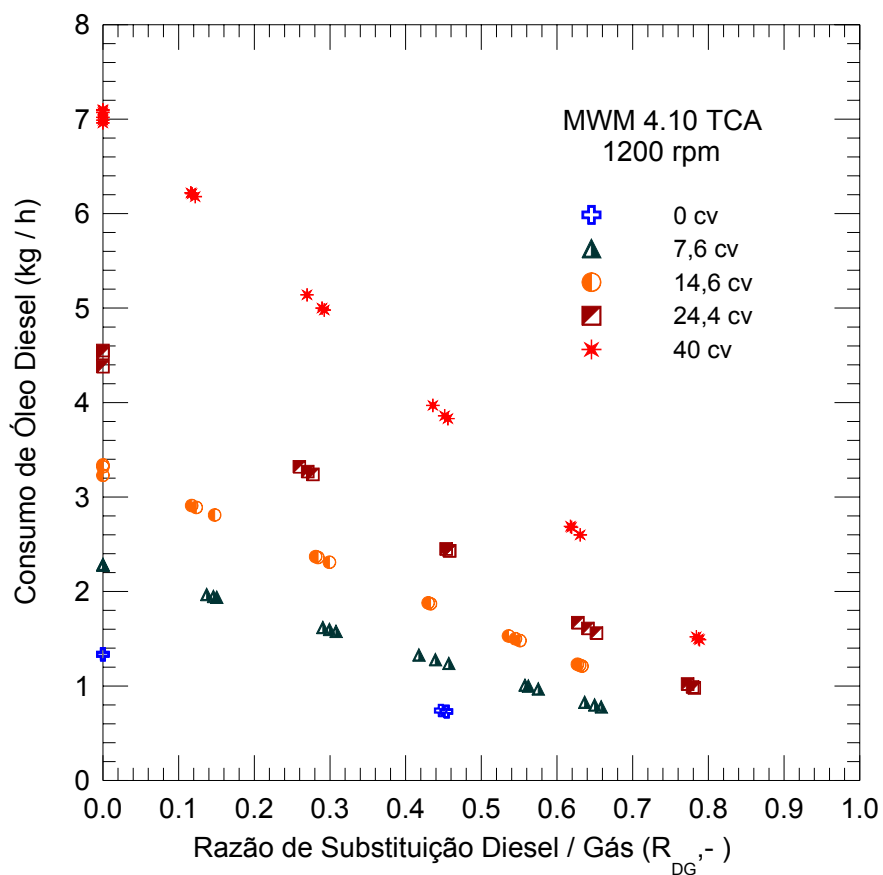


Figura 27: Resultados típicos para consumo de Diesel.

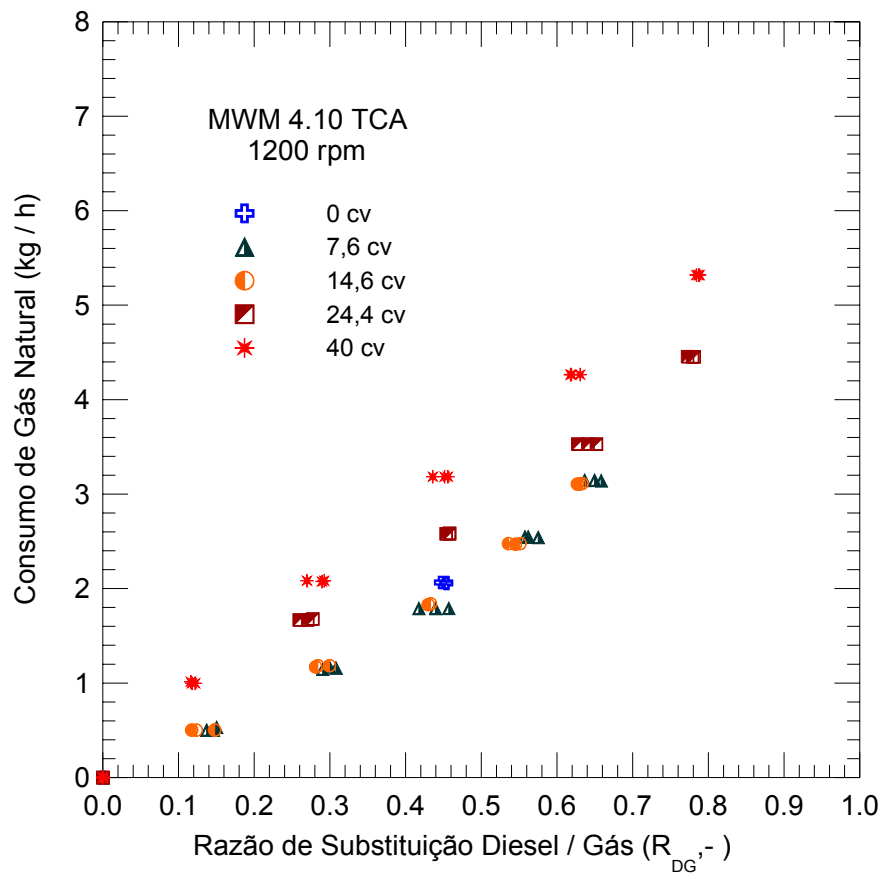


Figura 28: Resultados típicos para consumo de gás natural.

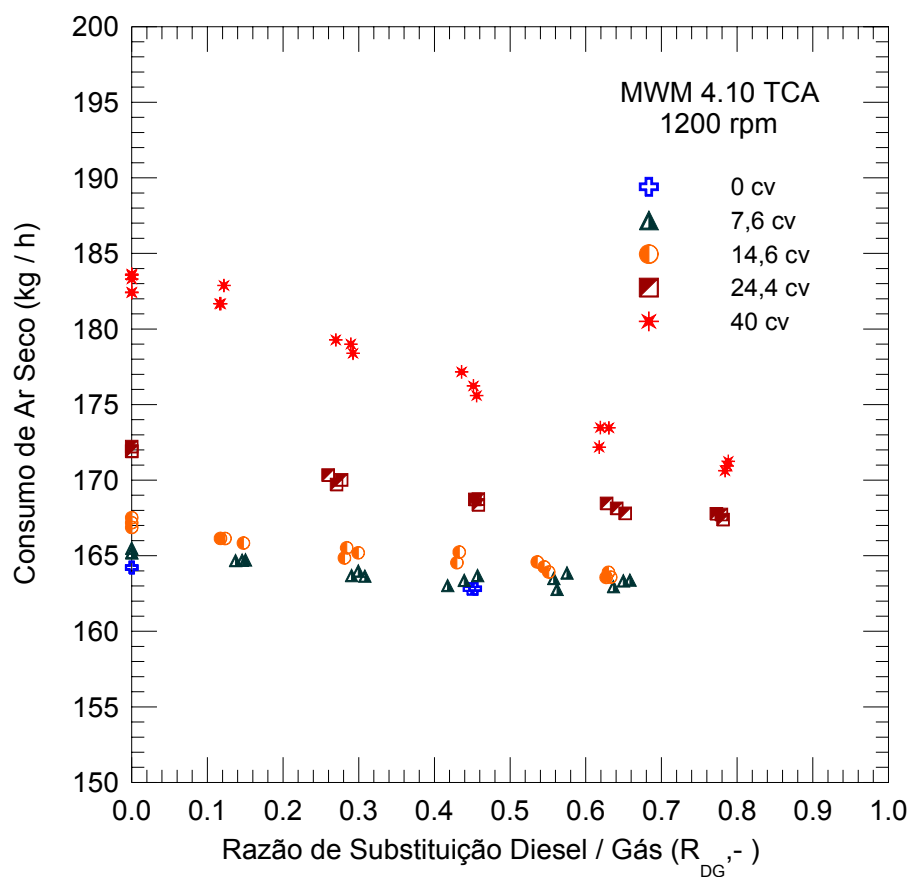


Figura 29: Resultados típicos para consumo de ar.

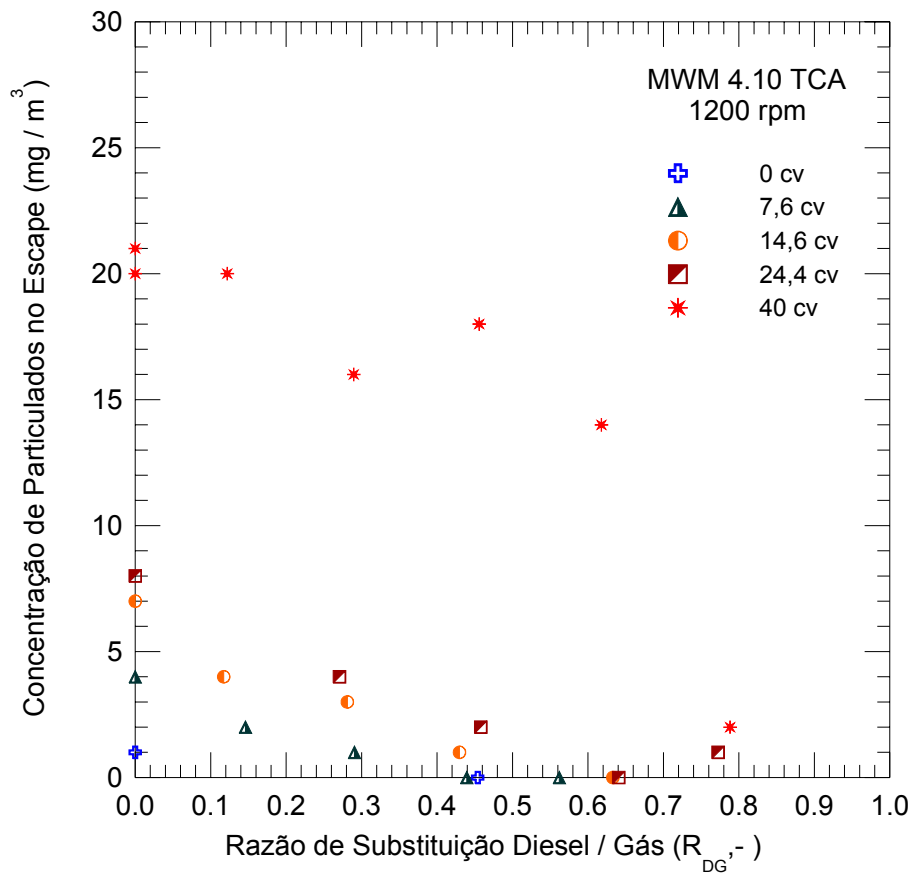


Figura 30: Resultados típicos de emissões.

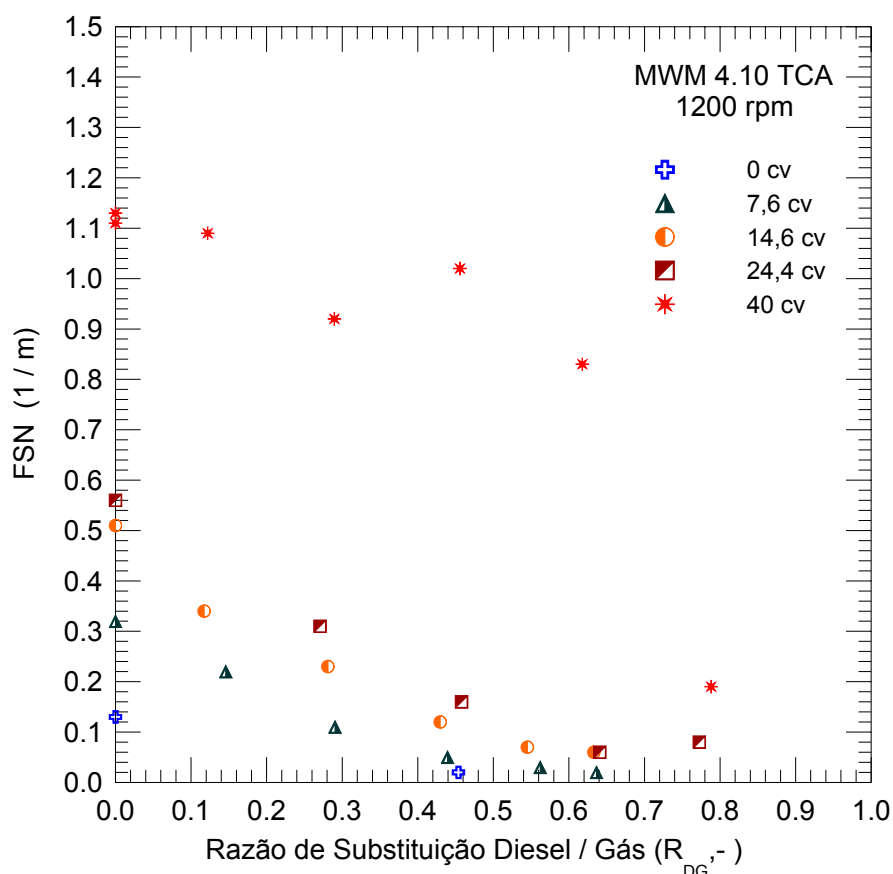


Figura 31: Resultados típicos de emissões.

mistura ar / gás que enche os cilindros contém uma (progressivamente) menor parcela de ar, conforme aumenta-se a razão de substituição. Não se pode, entretanto, deixar de citar que a presença do gás natural junto ao ar também tem impacto sobre o funcionamento do conjunto turbo-compressor. É comum notar-se a pequena, mas repetitiva, redução na pressão do coletor de admissão (em cargas elevadas) conforme se aumenta a razão de substituição. Este efeito é, entretanto, considerado comparativamente pequeno quando comparado ao da diluição do ar em sua mistura com o gás. No caso específico ilustrado na Figura 29 tinha-se que, para 40 cv (funcionamento Diesel), a pressão no coletor de admissão valia 17,37 psia. No ponto de máxima razão de substituição, mantida a carga constante, tal valor reduziu-se para 17,02 psia. Comportamento contrário a este se verificam a baixas cargas, mesmo ainda com a constatada redução na vazão de ar. Para potência de eixo igual a 7,6 cv, por exemplo, a pressão no coletor de admissão vale, no funcionamento Diesel e bicomcombustível (à máxima razão de substituição), respectivamente, 14,99 e 15,23 psia.

As Figuras 30 e 31 ilustram leituras feitas, nos mesmos pontos de operação tratados nas Figuras 27 – 29, pelo *Smoke Meter*. A redução da vazão

de Diesel leva a uma notável redução das medidas associadas à fumaça. No caso dos pontos tomados a 40 cv, no exemplo da Fig. 30, vê-se, comparando a operação Diesel e a bicomcombustível (80 % de razão de substituição), que a concentração de particulados cai de 21 para cerca de 4 mg/m³. Equivale a uma redução de cerca de 80 % na concentração do poluente nos gases de escape.

As Figuras 32 e 33 ilustram o comportamento típico do consumo específico de combustível (equação 18) e da temperatura dos gases de escape. Os dados apresentados nestas figuras foram obtidos também dos testes com o motor MWM modelo 4.10 TCA, mas, referem-se, a pontos de funcionamento distintos dos empregados na Figuras 27 – 31. O consumo específico aparente (cea), ao ponderar as vazões de gás, Diesel e correspondentes poderes caloríficos, indica o quão bem a máquina motriz transforma a combinação de combustíveis fornecidos em trabalho útil. O termo relativo ao consumo de gás natural, na equação 18, corrigido pela razão de poderes caloríficos, indica a vazão de Diesel que liberaria, em sua combustão, o mesmo calor obtido na queima do gás. Observa-se na Figura 32, para razão de substituição nula (funcionamento Diesel), que o consumo específico cai conforme aumenta a

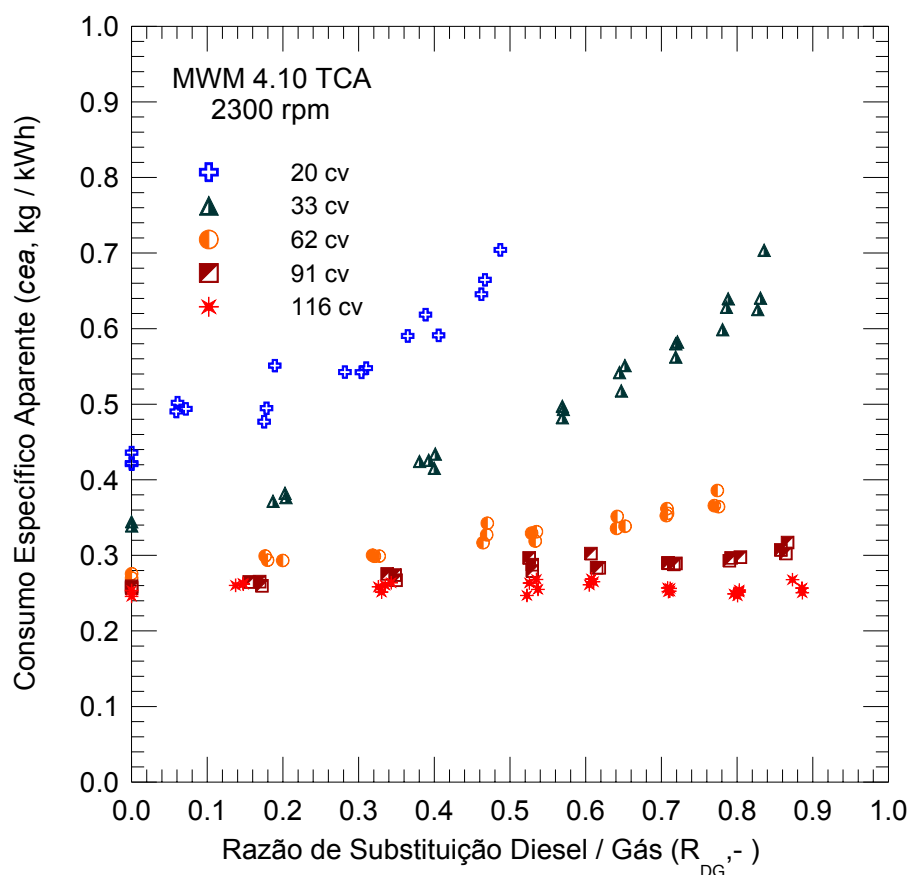


Figura 32: Resultados típicos para consumo específico aparente.

potência de eixo. Tipicamente a partir de cerca de 50 % do torque de plena carga (62 cv no exemplo dado), o cea alcança valor mínimo. No caso do ponto de funcionamento empregado no exemplo vale cerca de 250 g/kWh. Para torque de eixo nulo, o cea tem valor infinito uma vez que, embora o consumo de combustível seja pequeno, necessário apenas à marcha da máquina motriz, a potência de eixo útil é nula. A razão de substituição tem pouco impacto sobre o cea na operação a cargas elevadas. Caso bem distinto se verifica a baixas cargas onde, conforme mencionado, se fazem necessárias vazões significativas de gás natural para a redução da de Diesel. Os pontos relativos à operação com potência de eixo igual a 33 cv, Fig. 32, indicam que o cea fundamentalmente dobra entre a operação Diesel original (~ 350 g/kWh) e a bicomcombustível com, aproximadamente, 85 % de razão de substituição (~700 g/kWh). Comparando

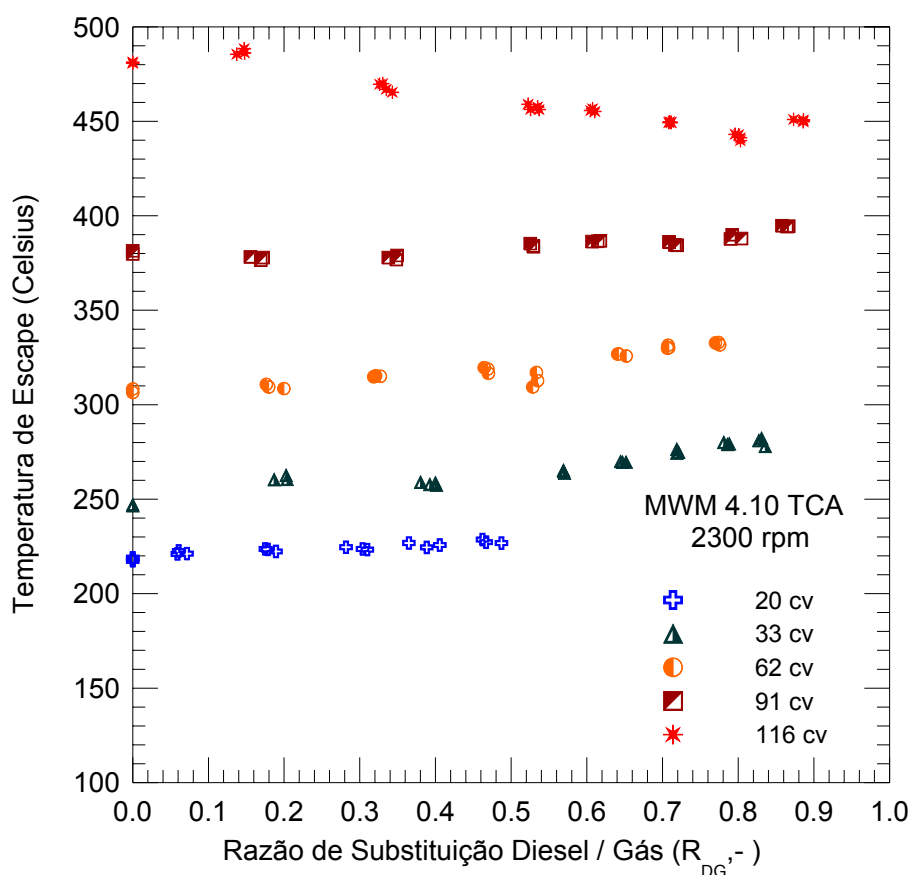


Figura 33: Resultados típicos para temperatura de escape.

a variação da temperatura de escape, entre estes mesmos dois pontos (33 cv) observa-se uma diferença de cerca de 25 graus Celsius. Embora se esteja fornecendo (energeticamente) o dobro de combustível no modo bicomcombustível, a temperatura de escape, indicativo do calor rejeitado pela máquina térmica, pouco

muda. Tal pequeno aumento na temperatura de escape poderia se justificar, caso o calor rejeitado se mantivesse inalterado, inclusive pela já comentada redução da vazão de ar com o aumento da razão de substituição. Não se aprofundará na comparação do calor rejeitado pelo escape uma vez que, ao longo do presente trabalho, não se mediu a composição química dos produtos da combustão. Seria necessário o correto conhecimento da composição de tal mistura para a determinação de suas propriedades termofísicas e, só então, do calor dissipado pela descarga do motor. De qualquer forma, a indiferença da temperatura de escape, a baixa carga, a significativas variações do *cea* (mantido o torque de eixo), parece sugerir que parte do gás natural simplesmente não queima. Caso tamanho excesso de combustível reagisse, mantida a potência de eixo, seria de se esperar significativos aumentos na rejeição de calor. Esta, certamente, teria reflexos na temperatura de escape.

Cumprе ainda citar que, em cargas elevadas, quando o gás natural parece queimar todo, verifica-se manutenção ou, por vezes, mesmo pequenas reduções no *cea*. Em situações como essa não é incomum verificar reduções na temperatura de escape. É o caso dos pontos relativos ao funcionamento a 116 cv, na Figura 33. Observa-se redução de cerca de 30 graus Celsius na temperatura dos gases de escape entre o funcionamento original Diesel (~ 480 °C) e o com, aproximadamente, 90 % de razão de substituição (~ 450 °C).

6.1. Atrito em motores

O torque de atrito é um dos parâmetros necessários à estimativa de desempenho de motores (equação 5). O presente item apresenta dados acerca do atrito nos motores ensaiados. Espera-se que estes, na falta de dados específicos, permitirão estimar o atrito em máquinas diferentes das testadas.

Poder-se-ia abordar a questão demandando dados construtivos detalhados que permitissem calcular, por exemplo, esforços sobre pistões, bielas e eixo de manivelas, bem como a hidrodinâmica do lubrificante por mancais e entre anéis, pistões e camisas. Eventualmente também se faria necessária a análise térmica, com vistas a determinar distribuições de temperatura e, por conseguinte, a viscosidade do lubrificante em todos os componentes a que é bombeado. Tal detalhamento certamente é de interesse daqueles que buscam o desenvolvimento de motores e componentes. Para a estimativa do desempenho de motores, originalmente Diesel, postos a operar no modo bicomcombustível, uma

abordagem como essa se mostraria sofisticada demais. Necessita-se apenas de informação acerca do tipicamente verificado nos motores construídos e operados, com as atuais limitações tecnológicas, materiais e lubrificantes.

As Figuras 34 a 37 apresentam curvas de torque, função do consumo de Diesel, para os quatro motores ensaiados em dinamômetro de bancada. Estes dados são relativos apenas à operação no modo Diesel. Em cada um dos gráficos os pontos experimentais estão agrupados, pela simbologia adotada, conforme as diferentes rotações testadas. O motor MWM modelo TD229–EC6 também foi testado para as rotações de 1.150, 1.250, 1.350, 1.450, 1.550, 1.650, 1.750, 1.850, 1.950, 2.050 e 2.150 rpm. Os dados referentes a estas rotações não foram incluídos na Figura 37 de forma a não carregar excessivamente o gráfico. Sua inclusão em pouco contribuiria para a compreensão geral dos resultados uma vez que se intercalam com os apresentados.

Para um dado motor e rotação, caso, por exemplo, do MWM 4.07 TCA a 3.800 rpm (Fig. 34) observa-se que o torque de eixo aumenta linearmente com o

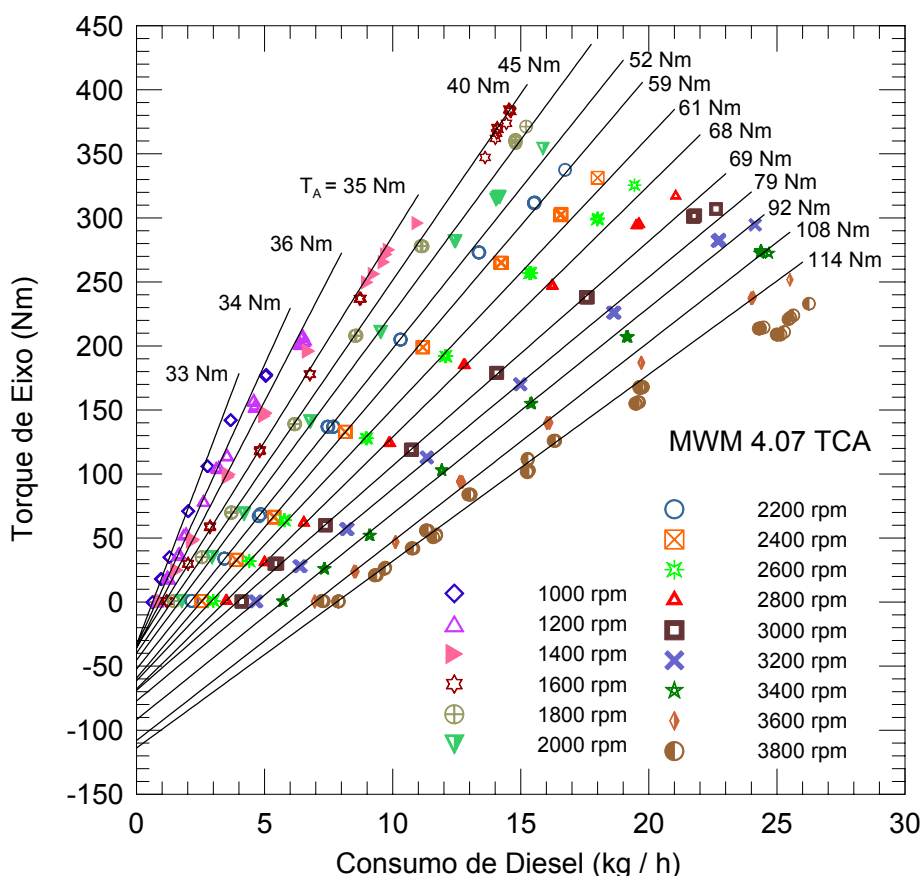


Figura 34: MWM 4.07 TCA (modo original Diesel).

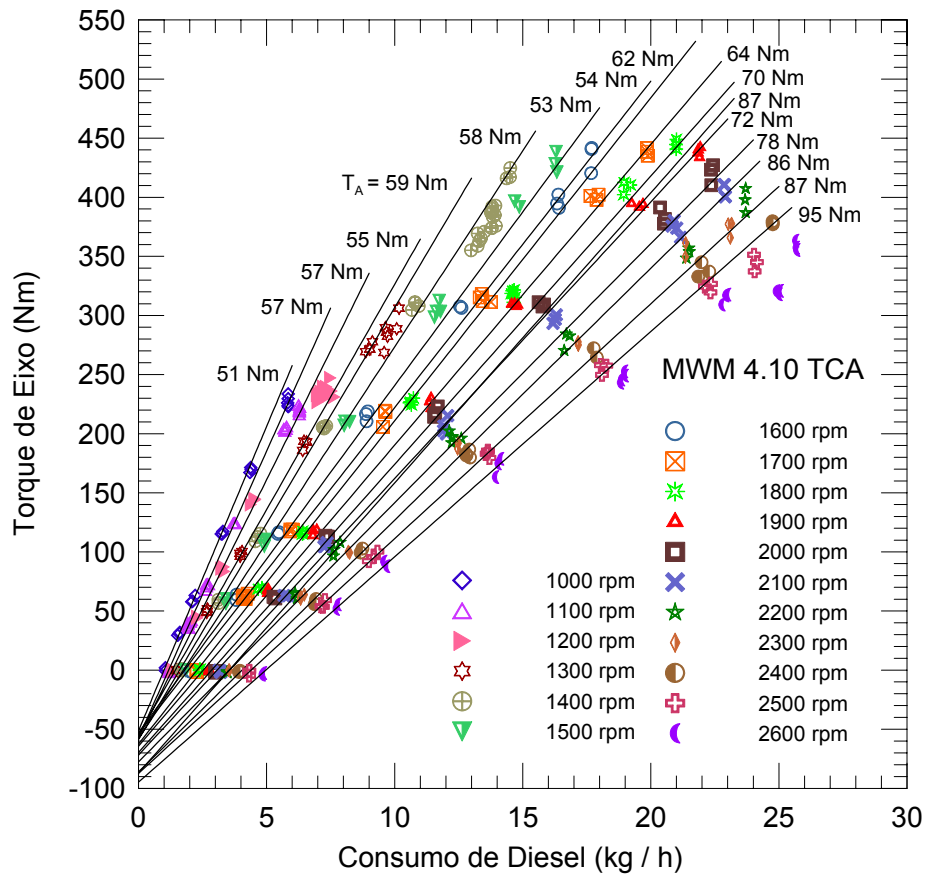


Figura 35: MWM 4.10 TCA (modo original Diesel).

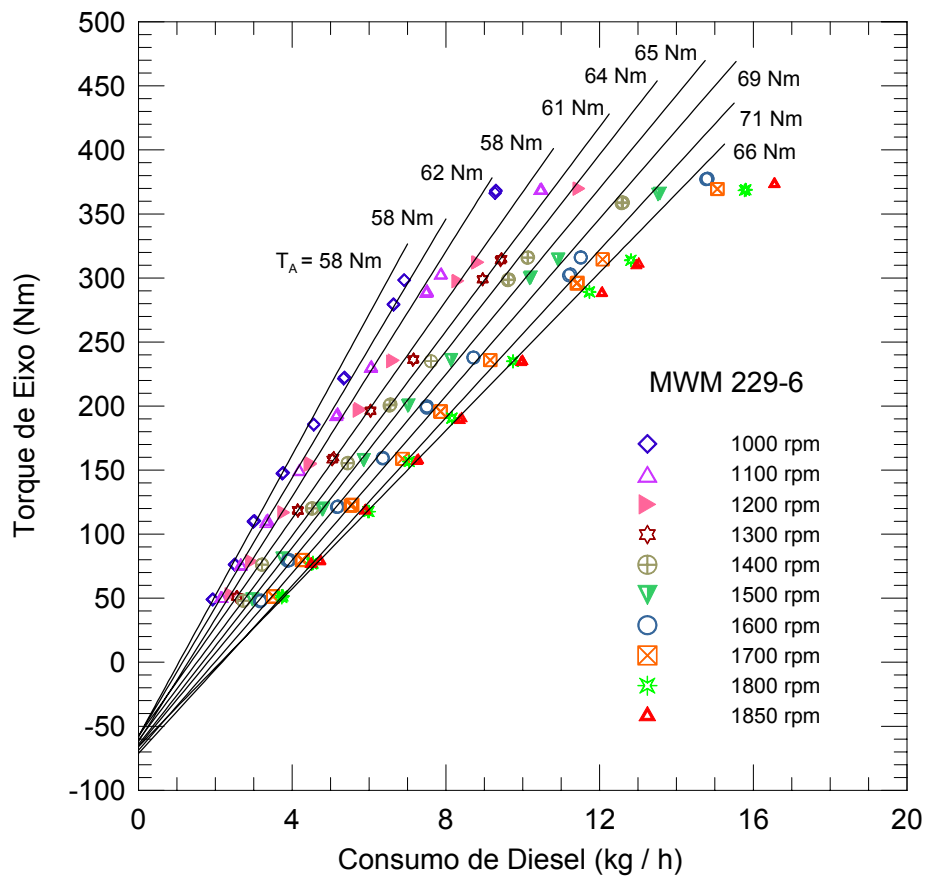


Figura 36: MWM 229-6 (modo original Diesel).

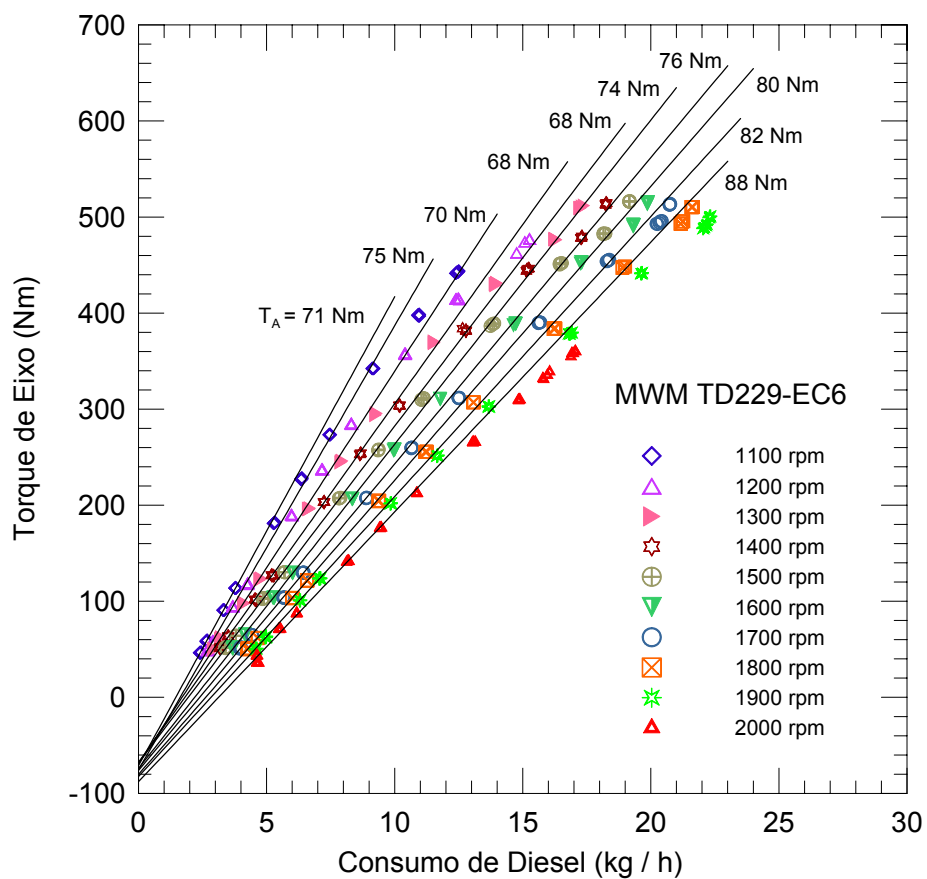


Figura 37: MWM TD229-EC6 (modo original Diesel).

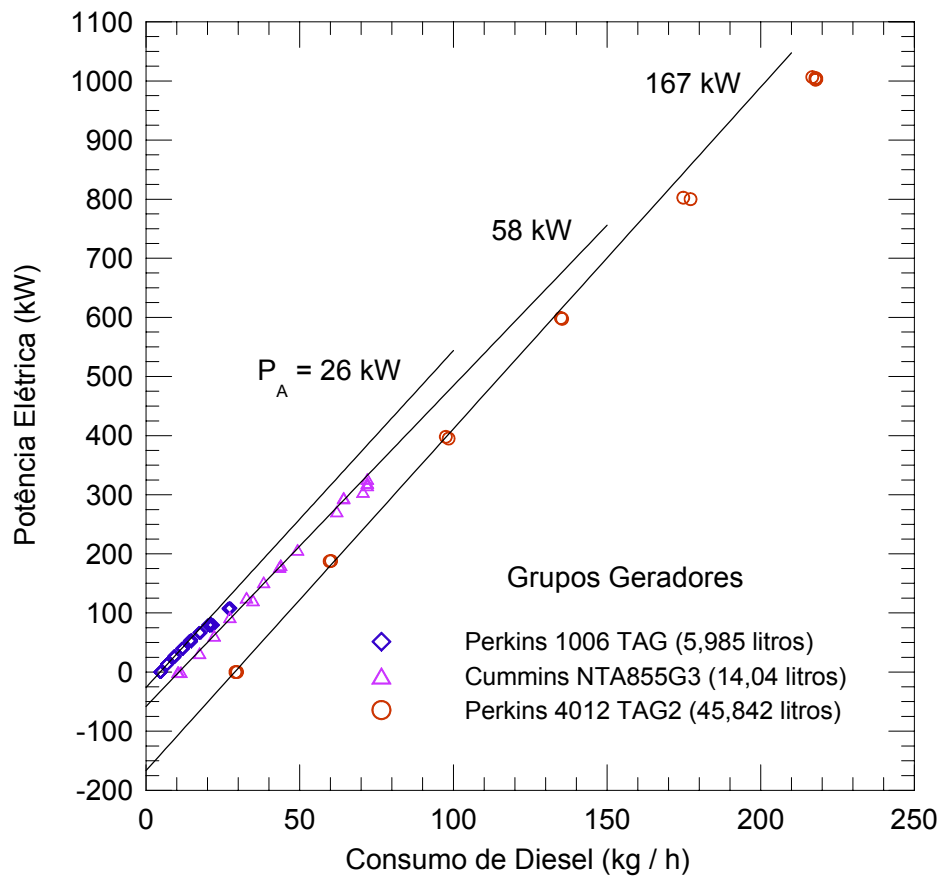


Figura 38: Grupos geradores (modo original Diesel).

consumo de Diesel. Tal relação é especialmente em baixas cargas. Conforme a potência aumenta e, especialmente quando se está próximo do máximo torque do motor para tal rotação (~ 230 Nm), os pontos experimentais passam a ficar, consistentemente, abaixo da relação linear verificada a baixa carga.

Normalmente associa-se esta região àquela onde a injeção de Diesel se prolonga em demasia pelo processo de expansão. Nestas condições o calor liberado na queima do derivado já não mais se converte de forma tão eficiente em potência indicada (redução do rendimento térmico). Em condições extremas pequenas parcelas do combustível, desprezíveis se comparadas ao consumo de combustível, progressivamente passam a deixar o motor como particulados, i.e., Diesel apenas parcialmente queimado. Tal fenômeno ocorre mesmo com uma razão ar / Diesel global ainda pobre e é justificado pelo pouco tempo disponível à interação do Diesel com toda a carga de ar admitida nos cilindros.

Conforme descrito no capítulo 5, os torques de atrito foram estimados extrapolando as retas torque x vazão de Diesel para consumo de combustível nulo. Usando o método dos mínimos quadrados ajustaram-se, para cada conjunto de pontos torque x consumo (a rotação constante), polinômios do primeiro grau. O torque de atrito é diretamente obtido do termo constante do polinômio. Dado ao distanciamento dos pontos experimentais da relação linear (em cargas elevadas), um dado conjunto de pontos era submetido a sucessivos ajustes de curva. Em cada um desses descartava-se, progressivamente, o ponto experimental relativo à operação com o torque mais elevado. Anotava-se, para cada ajuste de curva realizado, o correspondente torque de atrito. Seguiu-se usando o método dos mínimos quadrados e descartando os pontos remanescentes, de torque mais elevado, até que o valor obtido para o torque de atrito não mais (ou pouco) variasse. As retas apresentadas nas Figuras 34 – 37 são as obtidas dos ajustes de curva, pelos conjuntos de pontos relativos às diferentes rotações e motores testados. Ao lado de cada uma está registrado o correspondente torque de atrito obtido.

A Figura 38 apresenta resultados, de testes de carga, dos três grupos geradores de energia elétrica ensaiados ao longo do presente trabalho. Também são relativos à operação de tais máquinas no modo Diesel. A potência elétrica ativa produzida por cada um dos geradores, todos com rotação regulada a 1.800 rpm, é apresentada como função de seu consumo de Diesel. Nota-se que aqui, assim como no caso dos motores testados em dinamômetro de bancada, que existe a relação linear entre potência útil e consumo de combustível. Também se verifica distanciamento dos pontos experimentais, a carga elevada, da reta

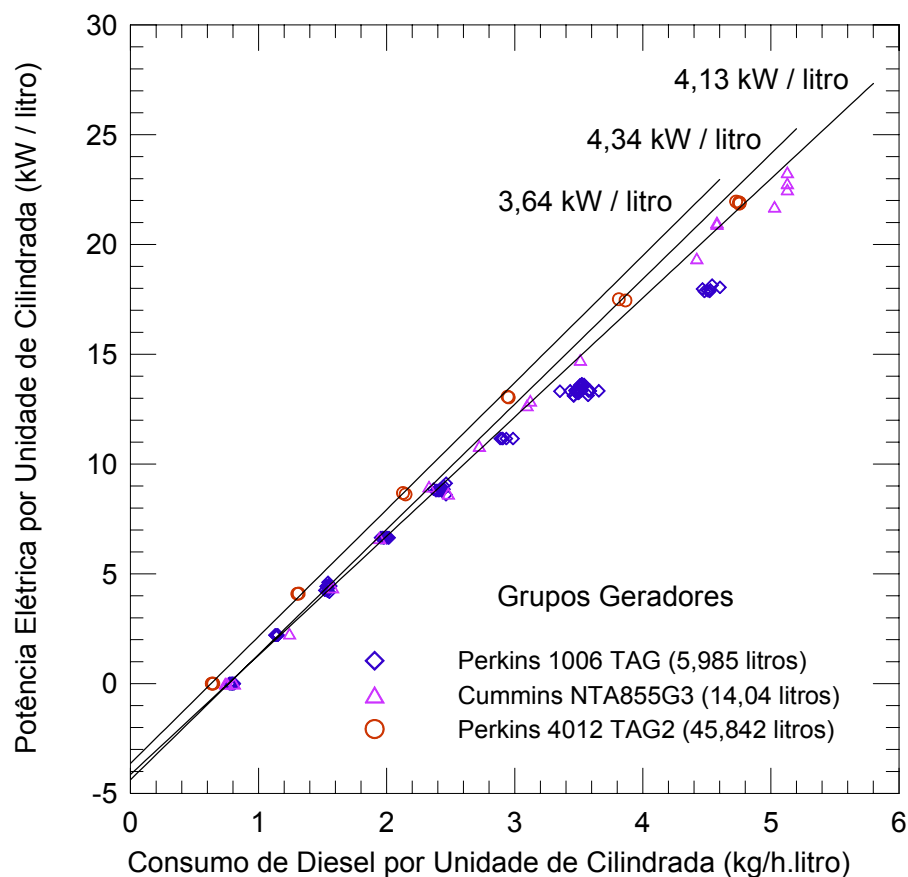


Figura 39: Grupos geradores (modo original Diesel).

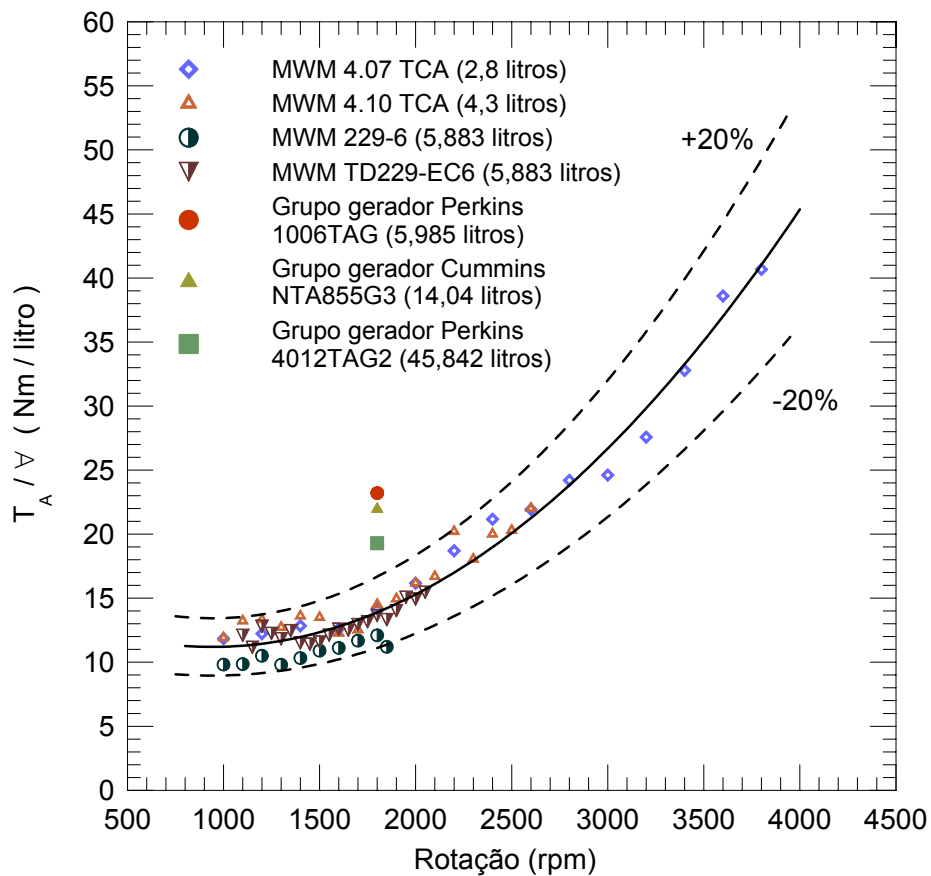


Figura 40: Atrito típico de motores Diesel.

que correlaciona os dados em potências mais baixas. O mesmo procedimento de ajuste de curvas, há pouco descrito, também foi empregado para os pontos experimentais obtidos nos ensaios dos grupos geradores. As correspondentes retas e potências de atrito também são indicadas na Figura 38. Chama-se atenção para a variação do porte dos grupos geradores. O maior tem potência (~1 MW) uma ordem de grandeza maior que a do menor (~ 100 kW). Dividindo os dados da Figura 38 pela cilindrada dos correspondentes motores, pode-se apresentar estes mesmos resultados no formato adotado na Figura 39. As potências de atrito, por unidade de cilindrada, de máquinas tão distintas, resultam bastante próximas ($4,0 \pm 0,34$ kW / litro).

Tomou-se a razão entre os torques de atrito obtidos em dinamômetro de bancada e a cilindrada dos correspondentes motores. Tais valores, variáveis com a rotação, são apresentados na Figura 40. A equação 20, abaixo, correlaciona os resultados. Nesta a rotação, ω , é dada em rpm.

$$\frac{T_A}{V} = 14,41 - 6,845 \cdot 10^{-3} \omega + 3,645 \cdot 10^{-6} \omega^2 \quad (20)$$

Esta correlação ajusta os pontos com erros médio de 6,9 % e máximo de 26,9 %. Chama-se atenção à forma como o atrito cresce com a rotação. O MWM 4.07 TCA (Fig. 34), por exemplo, destina cerca de um terço do máximo torque indicado (~ 230 + 114 Nm) para se manter em marcha a 3.800 rpm.

Os resultados de atrito dos geradores também foram, para comparação, incluídos na Figura 40. As potências de atrito, apresentadas na Fig. 39, foram divididas por 188,5 rd/s (1.800 rpm). Nota-se que os torques de atrito dos geradores ($21,3 \pm 1,95$ Nm / litro) são maiores que os verificados nos motores testados em dinamômetro de bancada. Deve-se lembrar que estão inclusos nos torques de atrito dos geradores, os esforços necessários à marcha dos alternadores e todos os acessórios das máquinas. Os dados obtidos em bancada dizem respeito apenas aos motores. Observa-se ainda que quanto maior é o grupo gerador menor é seu torque de atrito (por unidade de cilindrada).

6.2. Relação entre os consumos de ar, Diesel e gás natural

Usando os dados dos testes Diesel / gás, em laboratório, avaliou-se f_Q e f_G . São dados, respectivamente, pelas equações 8 e 10. A Figura 41 ilustra a

razão f_G/f_Q , como função da razão ar / gás natural, AG, para todos os motores testados. Nota-se que, quando AG é inferior a, tipicamente, 30, a razão f_G/f_Q se aglomera junto à unidade, qualquer que seja o motor em questão. Isto equivale a dizer que a queima bicomcombustível demanda a totalidade dos combustíveis (Diesel e gás natural) fornecidos aos motores. Não se pode deixar de frisar que valor de AG da ordem de 40 é citado, na literatura (capítulo 2), como limite para o funcionamento de motores do ciclo Otto a gás natural. Em misturas mais pobres do que essa, frentes de chama não se formam ou propagam. As Figuras 42 a 46 ilustram, em detalhe, tal região para cada um dos motores testados.

A princípio os pontos com razão f_G/f_Q acima da unidade não fazem sentido uma vez que, para existirem, seria necessário mais combustível (ou menos ar) que o efetivamente fornecido aos motores. A obtenção de valores acima da unidade poderia ser justificada pela quantidade de parâmetros experimentais, e sua correspondente propagação de incertezas, no cálculo da citada razão. A incerteza de f_G/f_Q , estimada para os pontos próximos da unidade, é da ordem de 3 – 5 % (apêndice II). Outro fator que certamente pode estar influenciando sobre tal constatação possui relação com a hipótese feita para a

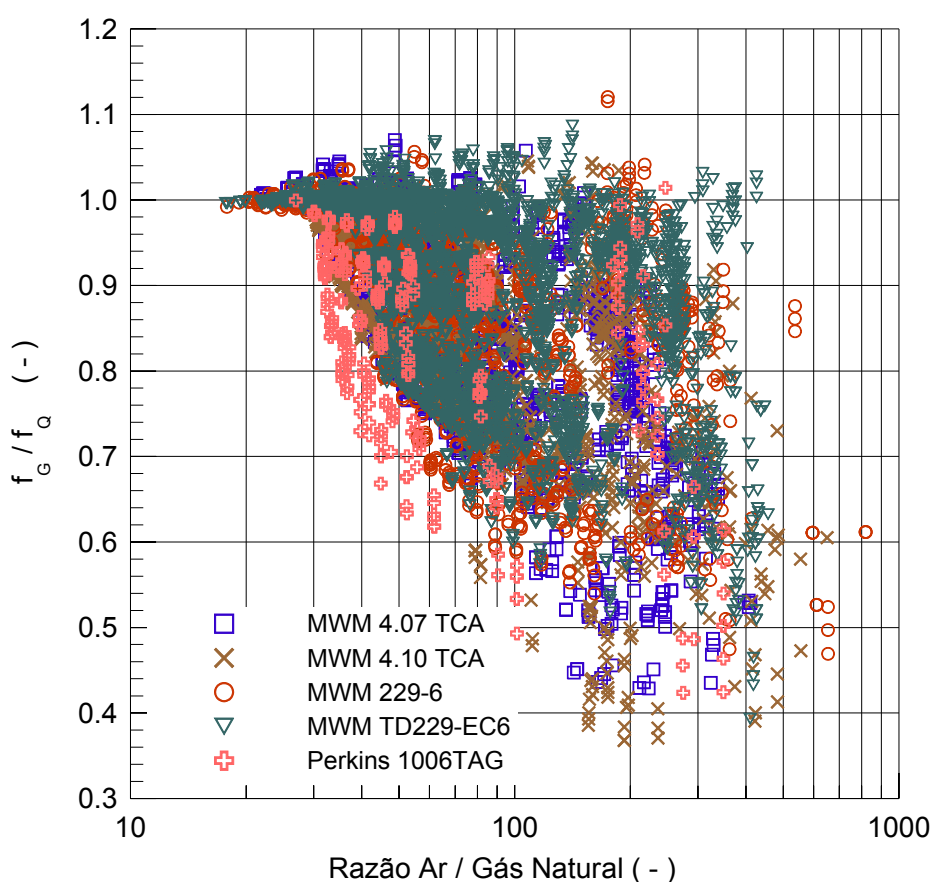
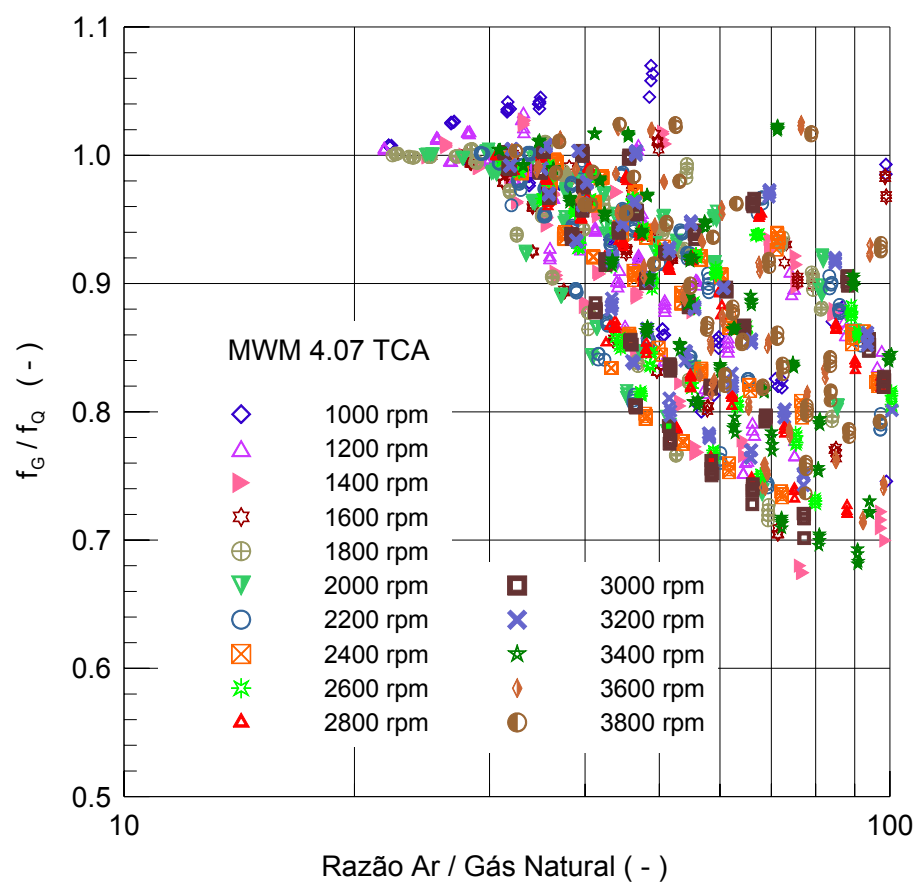
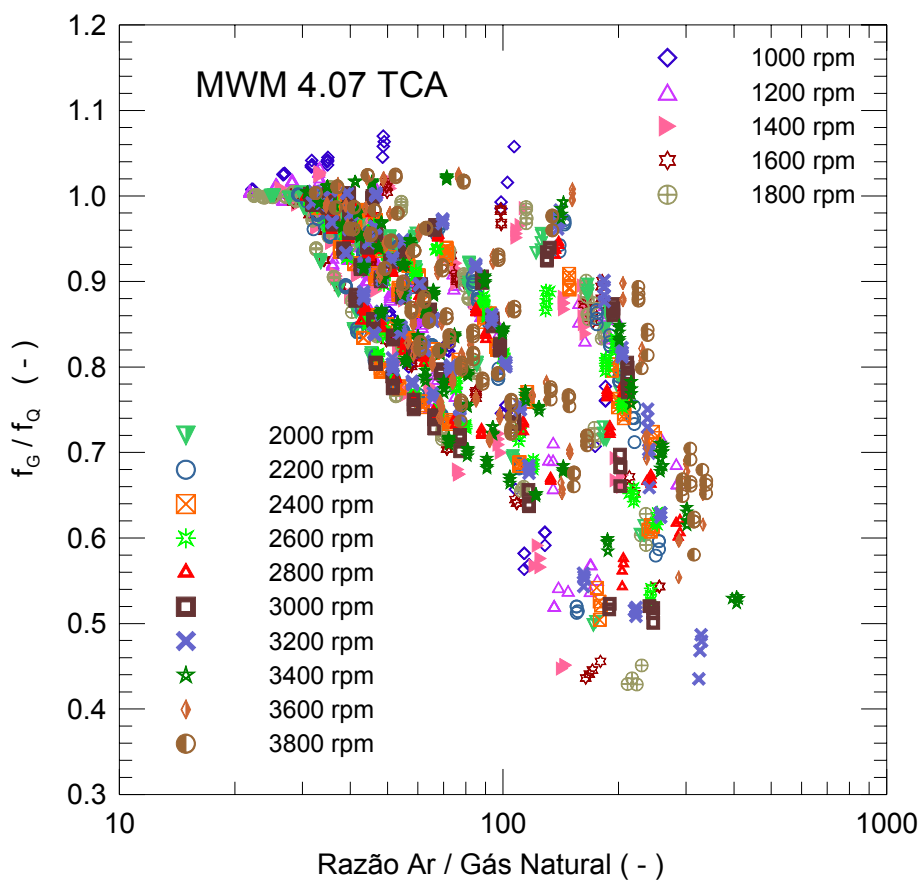
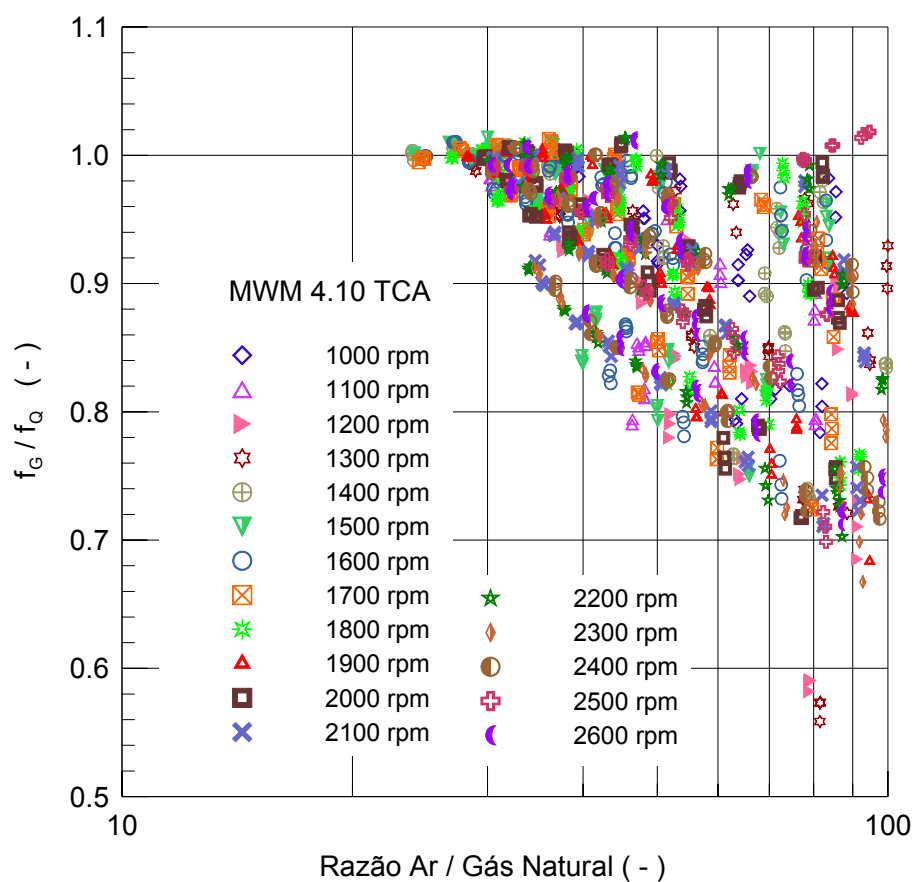
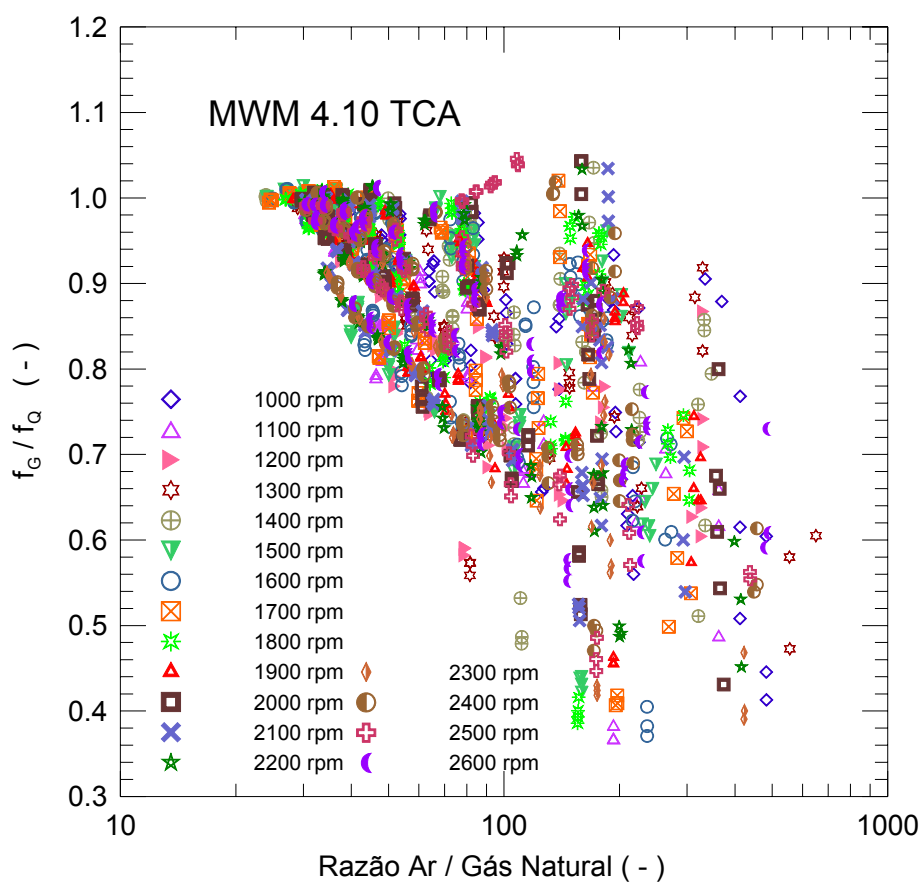


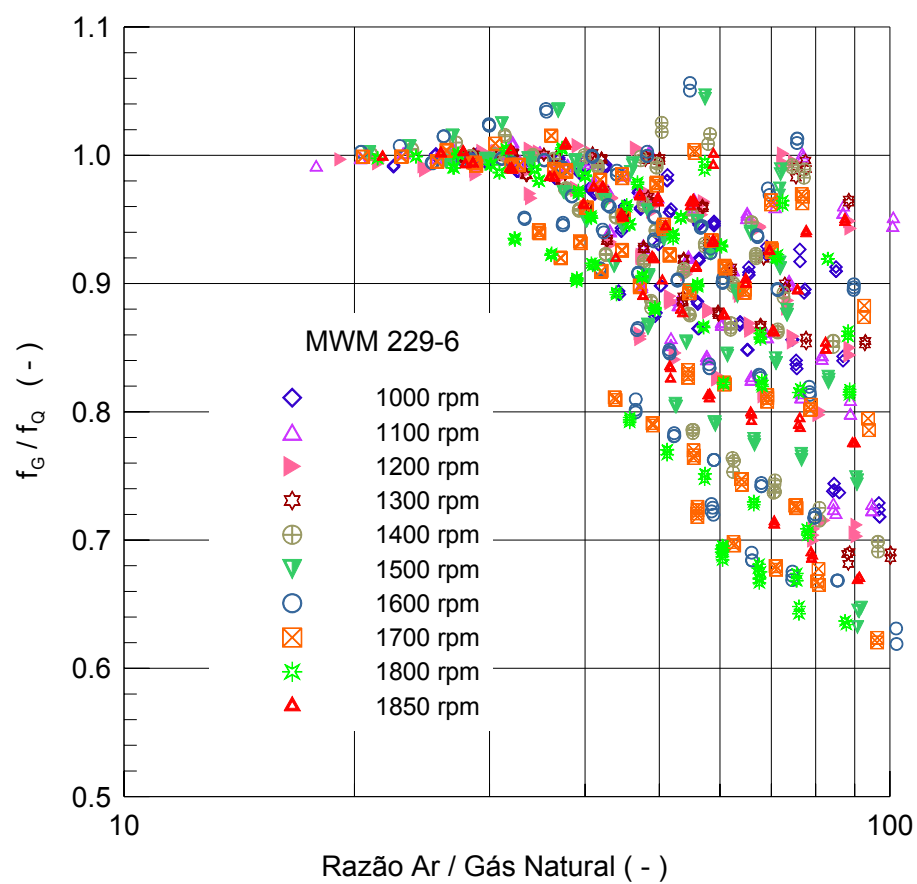
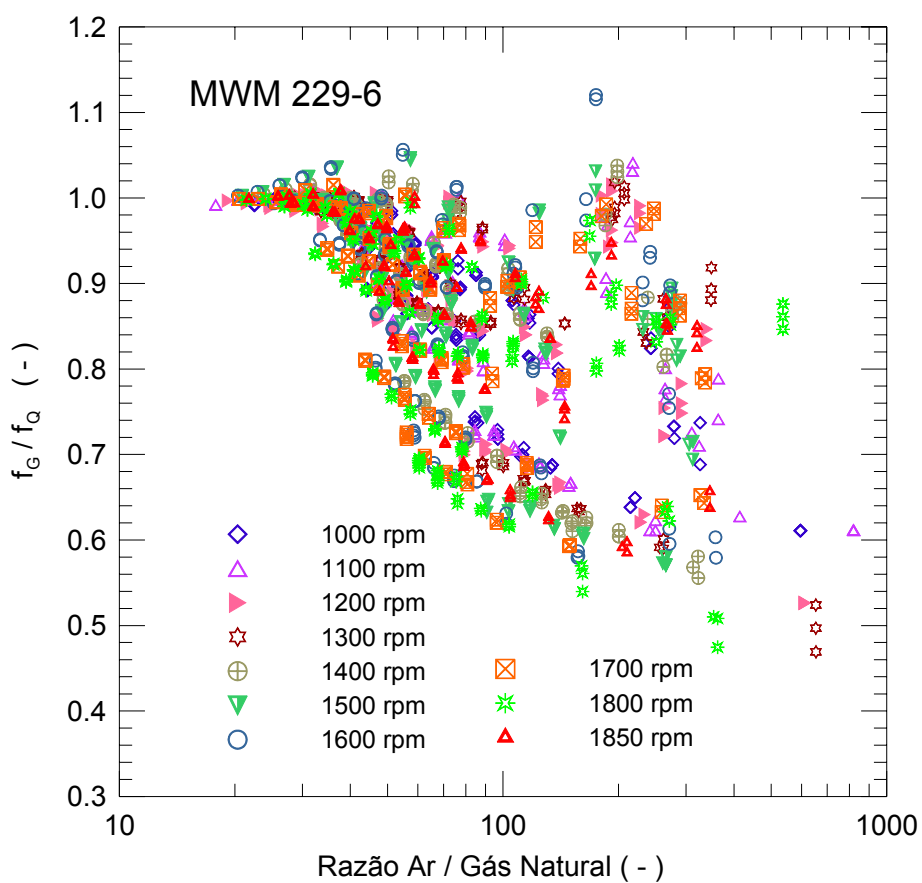
Figura 41: Razão f_G/f_Q para motores no modo Diesel / gás natural.



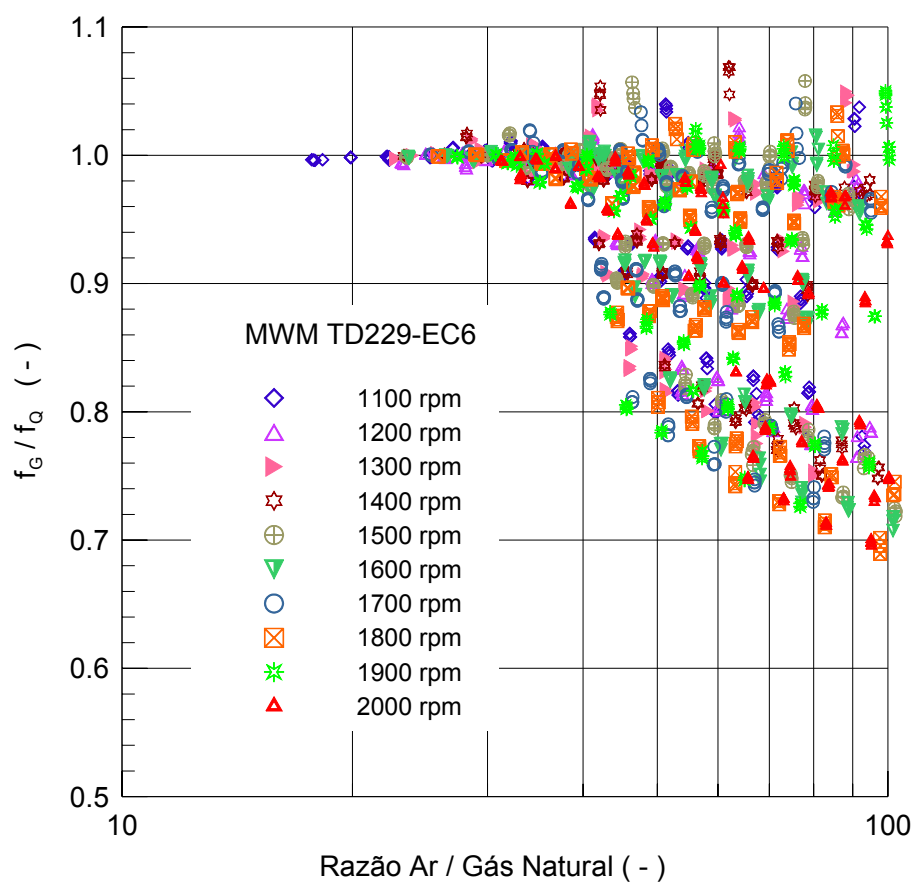
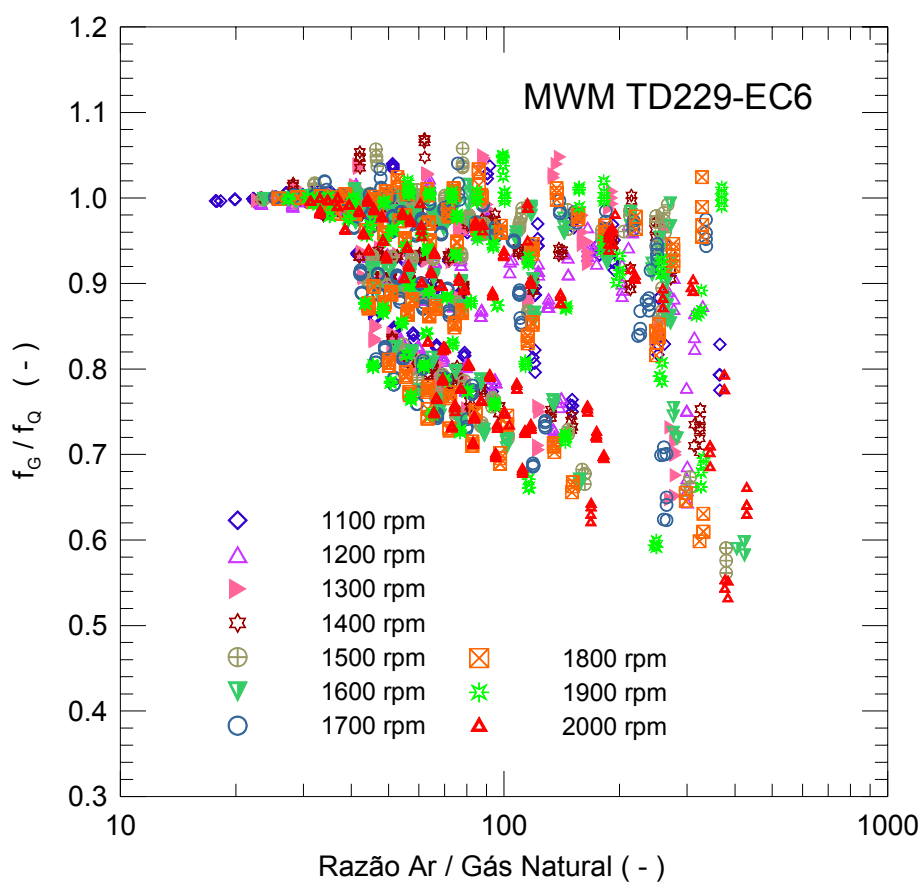
Figuras 42a e 42b: Início da propagação de chama no MWM 4.07 TCA.



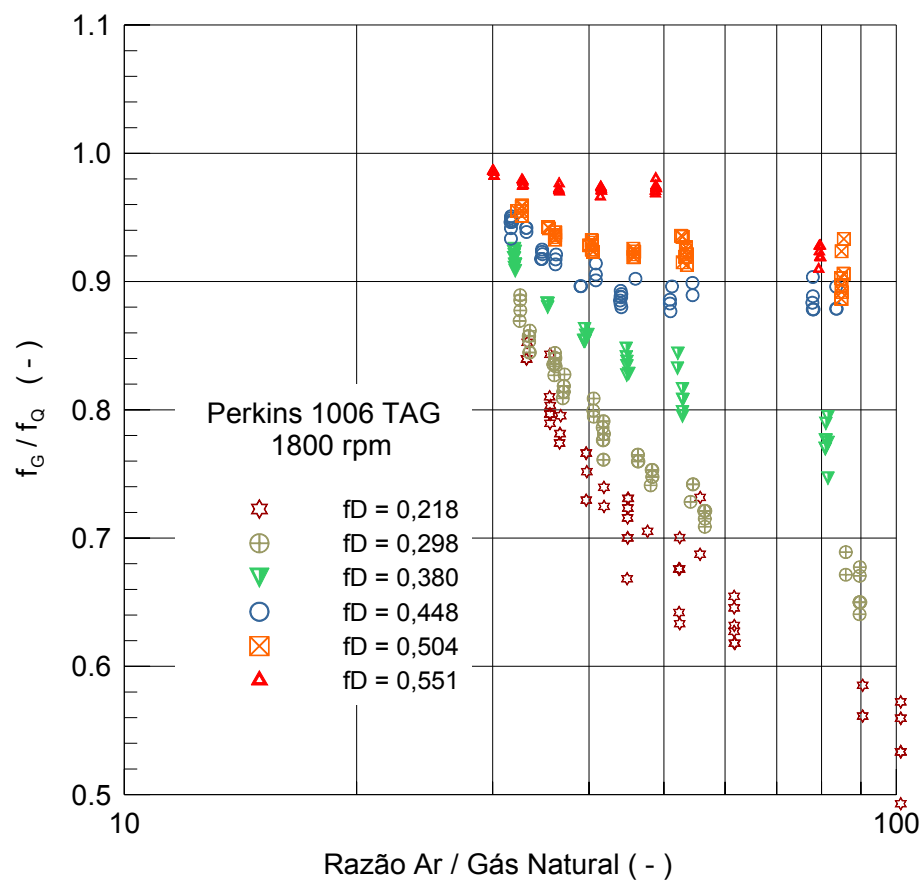
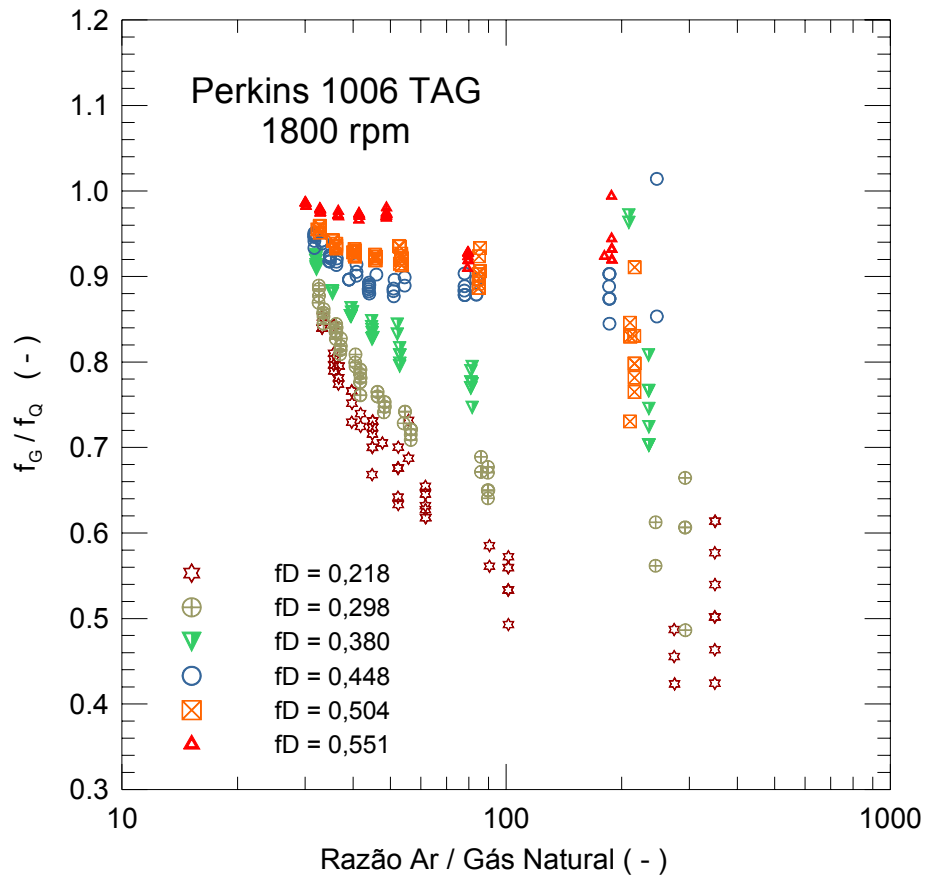
Figuras 43a e 43b: Início da propagação de chama no MWM 4.10 TCA.



Figuras 44a e 44b: Início da propagação de chama no MWM 229-6.



Figuras 45a e 45b: Início da propagação de chama no MWM TD229-EC6.



Figuras 46a e 46b: Início da propagação de chama no Perkins 1006 TAG.

indiferença do rendimento térmico à razão de substituição (expressão 7). Esta é empregada no cálculo de f_Q , equações 8 e 9. Caso o rendimento térmico da operação Diesel / gás, embora similar, seja levemente superior ao do modo Diesel explica-se a obtenção de f_G/f_Q , acima da unidade, e fora da faixa para a incerteza experimental do parâmetro.

Também chama a atenção, na Figura 41, a quantidade de pontos experimentais relativos à AG superior a 30. É a região onde tipicamente se operavam os motores. Os pontos onde AG é inferior a 30 foram todos obtidos no funcionamento de motores próximo da condição de plena carga. É nesta região onde, por vezes, notava-se operação com detonação audível. A razão f_G/f_Q varia, para AG superior a 30, entre um máximo, tipicamente da ordem de um (01), e um mínimo, aparentemente função de AG. Na região fora do “envelope” formado pelos pontos experimentais a operação estável de motores Diesel / gás não é possível. É o caso, por exemplo, do par AG=50 e $f_G/f_Q = 0,5$. A fronteira é definida pelos pontos onde verificou-se, experimentalmente, falha de combustão e varia, levemente, de motor para motor.

As Figuras 47 a 50 indicam a forma como f_Q depende, nos diferentes motores testados, de f_D . Aparentemente este, que nada mais é do que um indicativo da carga (indicada) no funcionamento original Diesel, é o único parâmetro que apresenta forte influência sobre f_Q . Para um dado f_D , qualquer que seja o motor ou rotação, a razão de equivalência f_Q parece variar levemente com a razão ar / gás natural. Esta, por sua vez, varia tipicamente por uma ordem de grandeza. Isto pode indicar que a forma prevista, pela equação 8, para qual f_Q varia com AG pode não ser exatamente correta.

A proporcionalidade $f_Q \propto 1/AG$, prevista pela equação 8, é investigada em detalhe nas Figuras 51 e 52. Nestas apresenta-se a forma com que f_Q varia com AG para alguns casos típicos. Se a proporcionalidade citada fosse correta esperar-se-ia a invariância f_Q de com AG, uma vez que a influência da razão ar / gás, já teria sido considerado. A Figura 51 é referente ao motor MWM modelo 4.07 TCA, operando a alta rotação. Já a Figura 52 ilustra resultados típicos do MWM TD229–EC6, motor onde os gases no coletor de admissão alcançam temperaturas relativamente elevadas ($\sim 90^\circ\text{C}$), operando a um terço da rotação apresentada na Fig. 51. Tais exemplos foram escolhidos propositalmente buscando representar: a) uma situação onde existe pouco tempo para a combustão e, b) caso onde existe tempo e condições iniciais favoráveis (temperatura) à ignição. Para os pontos onde f_D é inferior a, tipicamente, 0,3–0,4

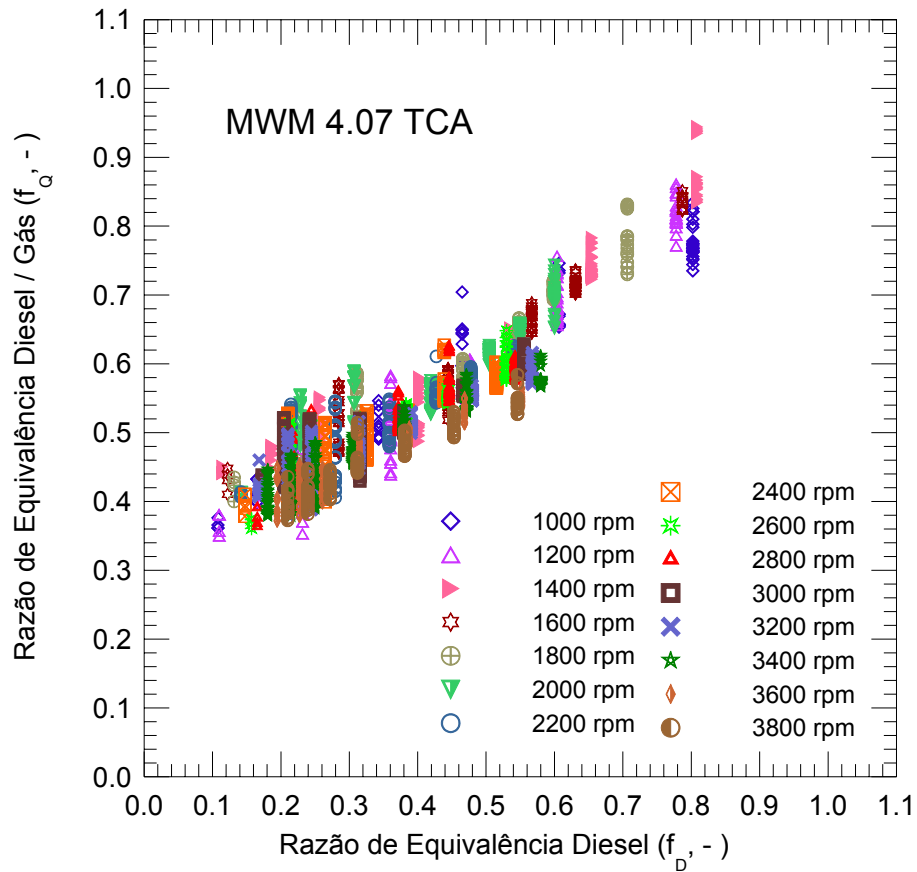


Figura 47: Variação de f_Q com f_D no MWM 4.07 TCA.

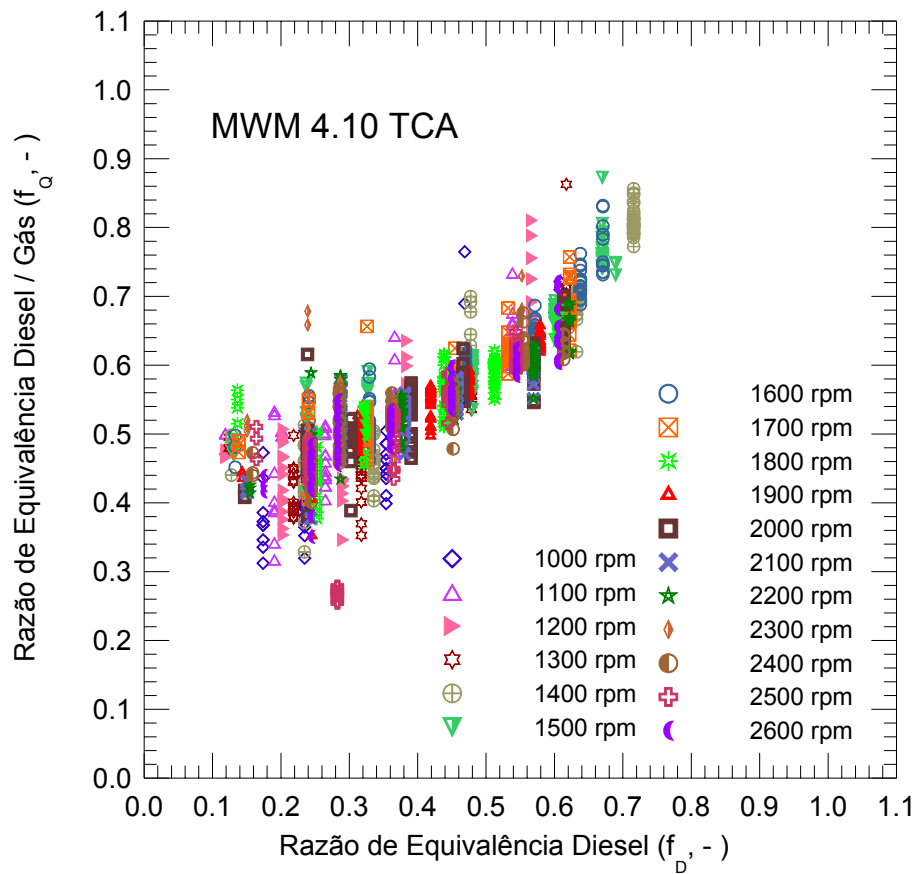
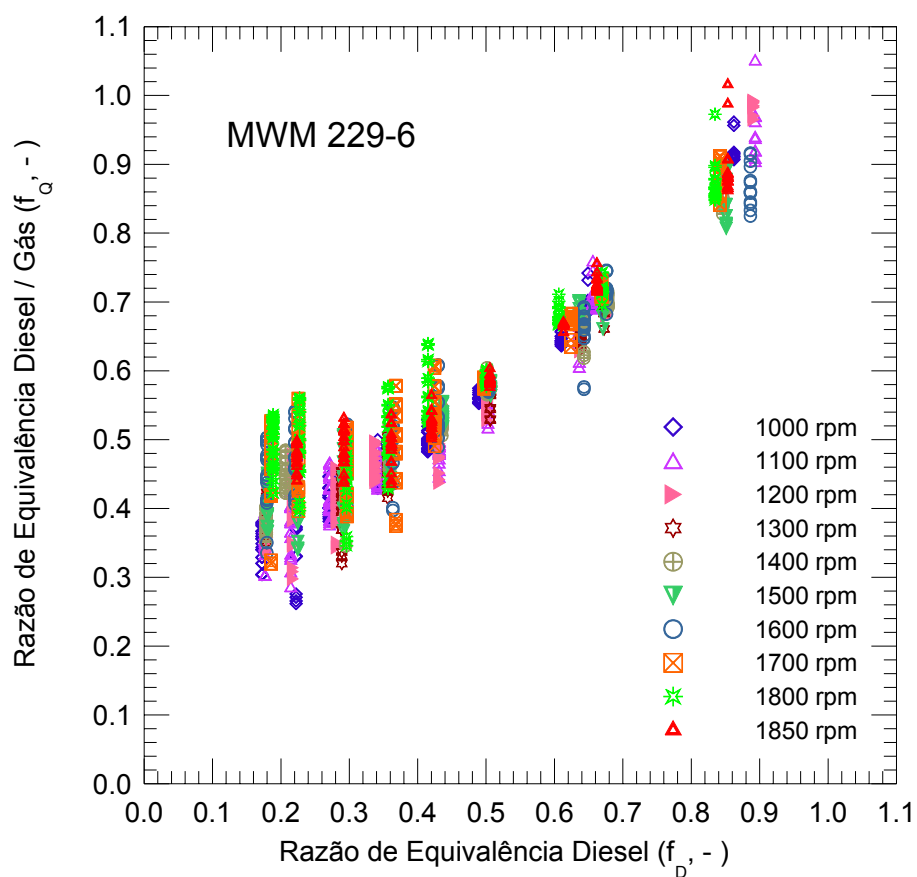
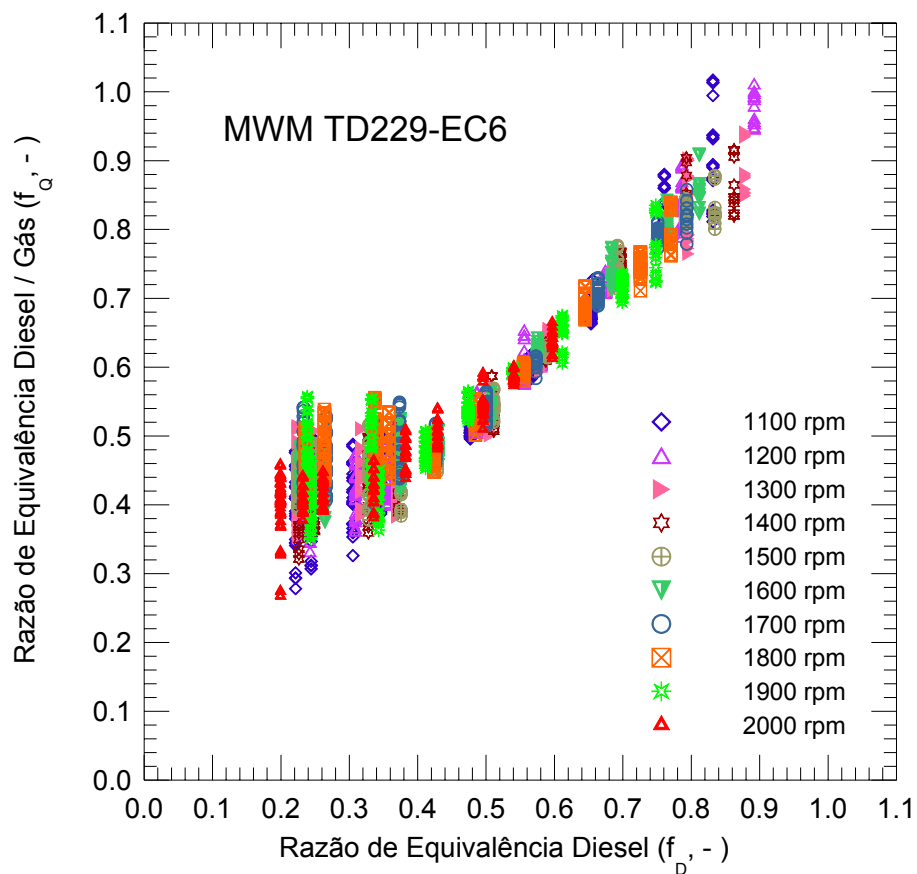


Figura 48: Variação de f_Q com f_D no MWM 4.10 TCA.

Figura 49: Variação de f_Q com f_D no MWM 229-6.Figura 50: Variação de f_Q com f_D no MWM TD229-EC6.

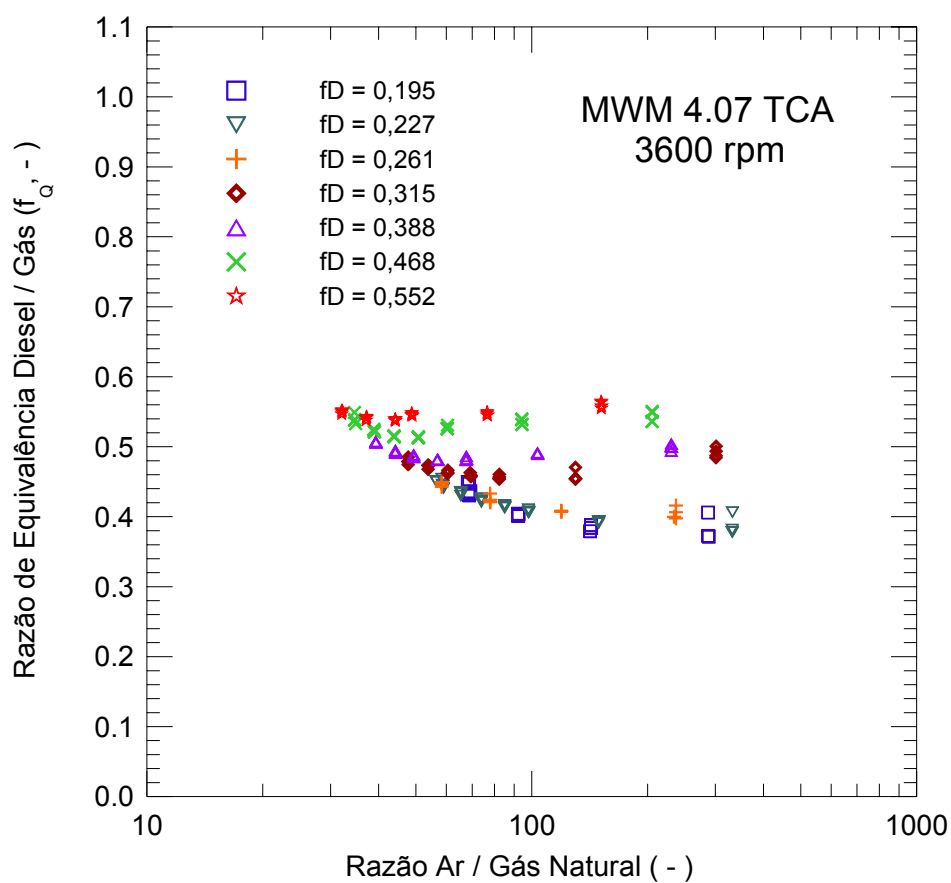


Figura 51: Sensibilidade de f_Q à razão ar / gás natural.

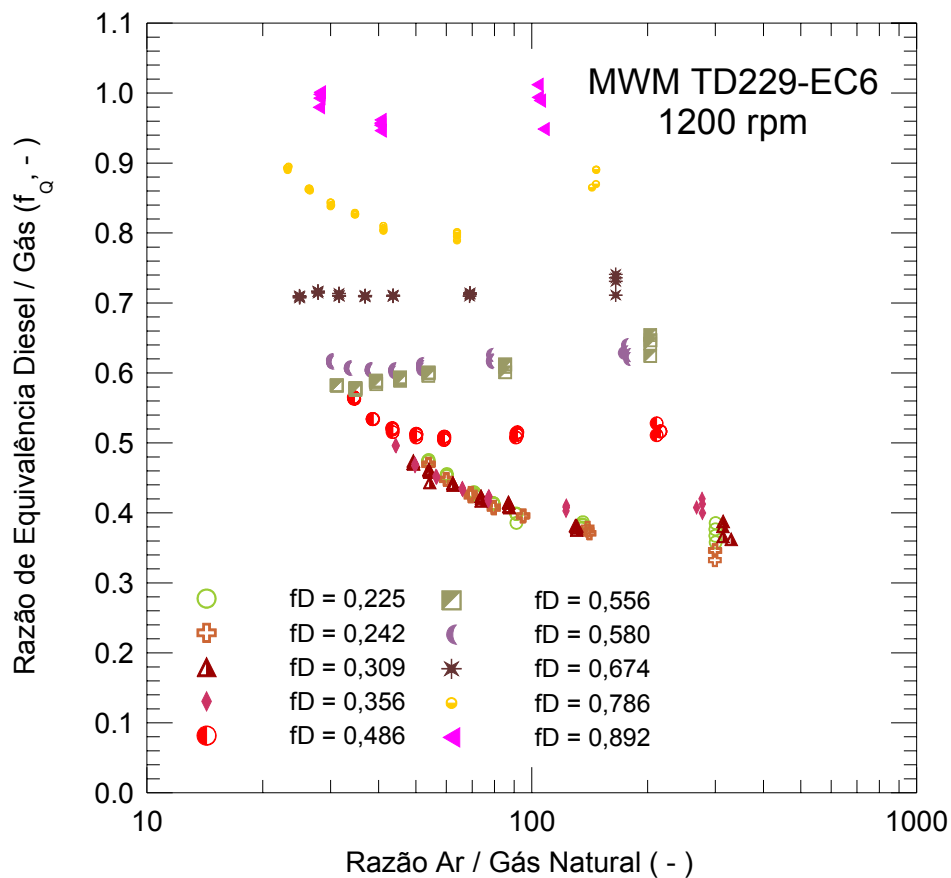


Figura 52: Sensibilidade de f_Q à razão ar / gás natural.

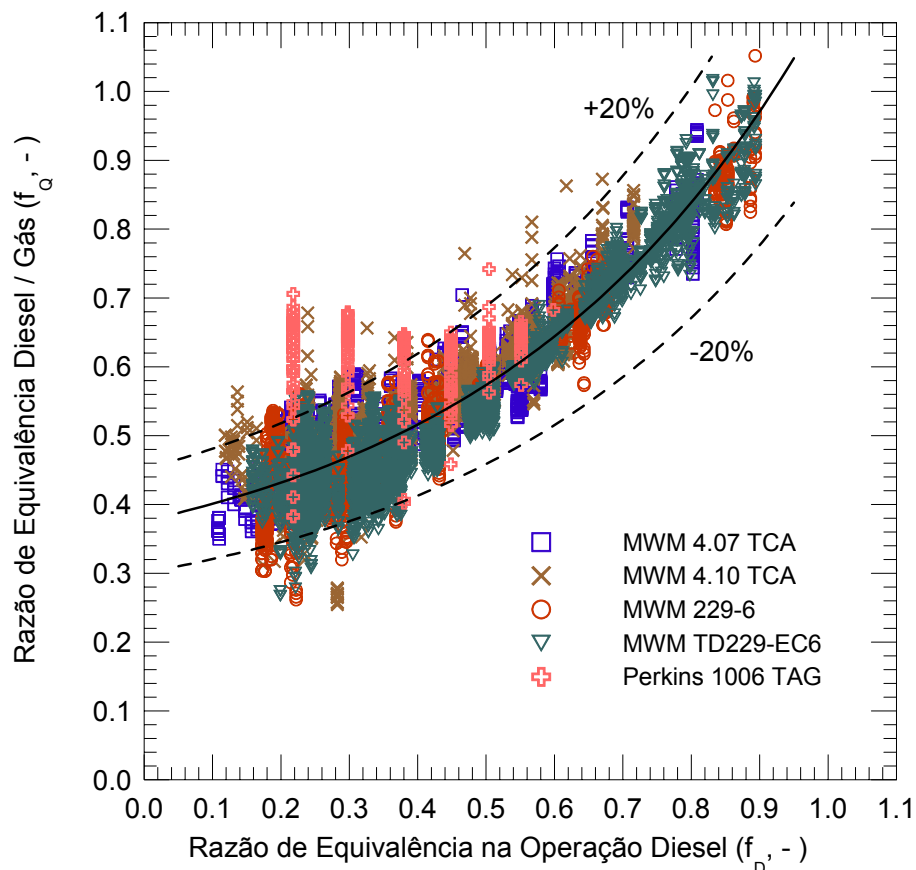


Figura 53: Relação entre f_Q e f_D na operação Diesel / gás natural.

f_Q parece diminuir consistentemente com o aumento de AG. Tal variação, dentro das incertezas estimadas para o parâmetro (apêndice II), ocorre quando AG varia por cerca de uma ordem de grandeza. A indiferença de f_Q à razão AG é clara para f_D acima de, aproximadamente, 0,4.

A Figura 53 agrupa os dados Diesel / gás. A expressão 21, abaixo, os correlaciona:

$$f_Q = 0,2685 + 0,1075 e^{f_D / 0,4794} \quad (21)$$

Esta expressão reproduz os dados originais com um erro médio de 6,8%. Dela pode-se estimar, para um motor Diesel que opere com razão de equivalência f_D , qual seria o f_Q no funcionamento Diesel / gás. De posse de f_Q pode-se, usando as expressões apresentadas no item 3.2, estimar a relação entre os consumos de ar, Diesel e gás natural. A expressão 21, correlacionando os dados para AG superior a 30, permite estimar quanto do gás não queima.

Não é incomum, em motores operando a, por exemplo, cerca de $\frac{1}{4}$ de carga, que aproximadamente 20 – 30 % do total da vazão de gás fornecida

simplesmente passe ao coletor de escape sem reagir. Já o Diesel é, fundamentalmente, todo queimado. Isso mesmo na operação original Diesel, com altos valores de f_D , e com significativa emissão de fumaça.

No presente trabalho não se define bem os limites de aplicabilidade, comentados anteriormente com relação à Figura 41, onde é possível manter o funcionamento estável de motores no modo bicom bustível. Sugere-se usar os dados apresentados em tal gráfico como guia. Provavelmente pode-se, aprofundando a análise apresentada no capítulo 3, propor uma expressão para a fronteira onde ocorre a falha de combustão. Nesta não existiria Diesel suficiente para, junto consigo, queimar gás em quantidade necessária à manutenção do calor liberado, i.e., também do torque. A falha de combustão parece, então, não necessariamente estar associada a fatores tecnológicos (funcionamento errático de bombas injetoras) sugerido, no passado, por alguns autores. Para AG inferior a, aproximadamente, 30 fica-se sujeito a detonação. A correta medida e correlação desta detonação não podem ser feitas apenas com base nas impressões do operador do dinamômetro. Deve-se recorrer à instrumentação adequada para tal, não empregada no presente trabalho. A detonação, conforme comentado no capítulo 2, depende de um número maior de fatores que os aparentemente necessários à correlação dos resultados em pontos de funcionamento onde não existe propagação de chama.

6.3. Rendimento térmico e eficiência volumétrica

No presente item apresenta-se o rendimento térmico indicado e a eficiência volumétrica dos motores testados. Estes parâmetros têm influência sobre o desempenho de motores e são necessários ao uso da equação 5. O conhecimento de seus valores típicos pode, ainda, auxiliar na estimativa de ρ_{ar} , variável com carga e rotação, em motores Diesel, turbo-alimentados, ainda não testados. A densidade do ar no coletor de admissão é, tipicamente, informação que dificilmente se conseguiria, junto aos fabricantes de motores. A obtenção de dados a respeito da vazão de ar, em motores Diesel, ao menos em alguns pontos de carga é, entretanto, factível.

As Figuras 54 a 58 apresentam o rendimento térmico indicado, calculado conforme a expressão 16, para os motores (no modo Diesel) em que se mediu a vazão de ar. Apresentam a variação de η_T com a razão de equivalência f_D . Nota-se um máximo de η_T , com valor no entorno de 50 %, sempre que f_D vale, aproximadamente, 0,25. A partir deste valor e, conforme a razão de equivalência

Diesel cresce, em direção à mistura estequiométrica, o rendimento térmico gradualmente cai. Para f_D no entorno de 0,8, η_T tem seu valor reduzido para, aproximadamente 40 %. Isto equivale a uma redução de 20 % no valor de tal parâmetro. Tal perda em η_T é coerente com as observações feitas anteriormente, ao se comentar as Figuras 34 – 38, em relação à liberação de calor já tardia durante o processo de expansão.

A queima incompleta de Diesel e associada formação de particulados em motores a alta carga (f_D elevados) tipicamente envolve vazões mássicas de particulados e Diesel bastante distintas. Como no presente trabalho não se aprofundou nas emissões de motores resta citar valores típicos de modo a sustentar a afirmação. O limite da legislação para emissões de particulados, em motores Diesel, vale 0,15 g / kW.h (NBR14489, 2000 / EURO II). Já o consumo específico de motores Diesel, ponderado conforme o procedimento de teste normalizado, tipicamente é da ordem de 360 – 370 g / kW.h. Nota-se que, diferente do caso do gás natural na operação bicomcombustível, as emissões de particulados em motores Diesel correspondem a uma pequena fração do consumo do derivado ($\sim 0,04$ %). A quantidade de Diesel que é parcialmente

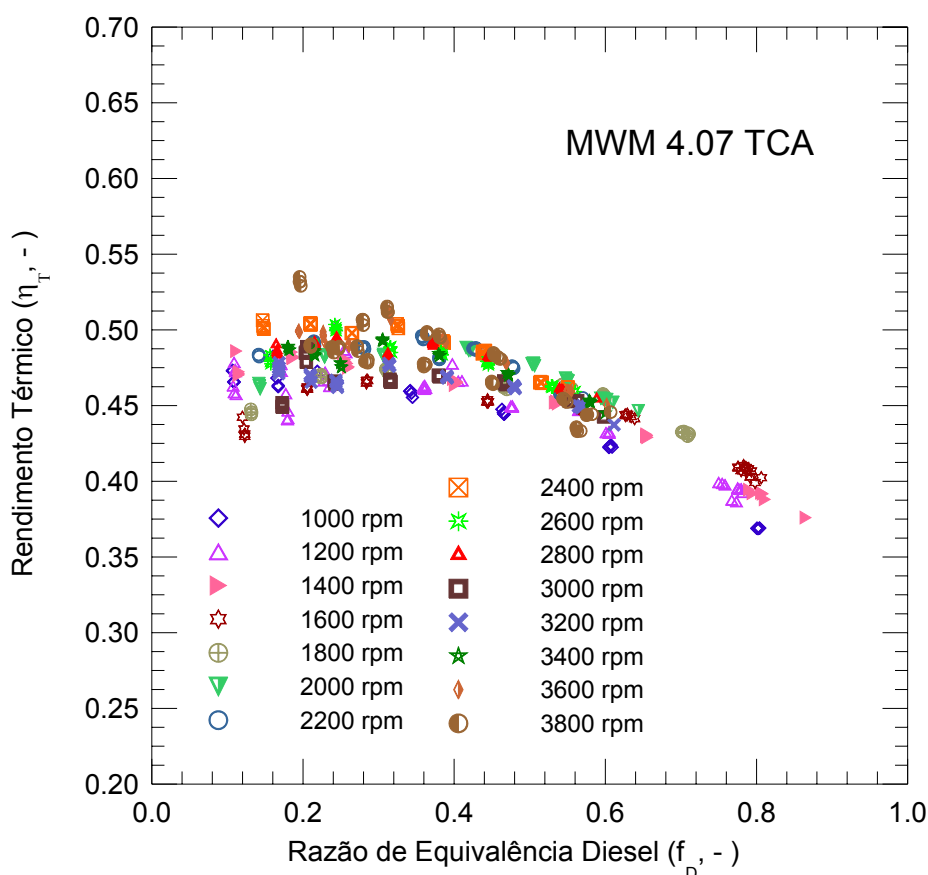


Figura 54: Rendimento térmico indicado no MWM 4.07 TCA (modo Diesel).

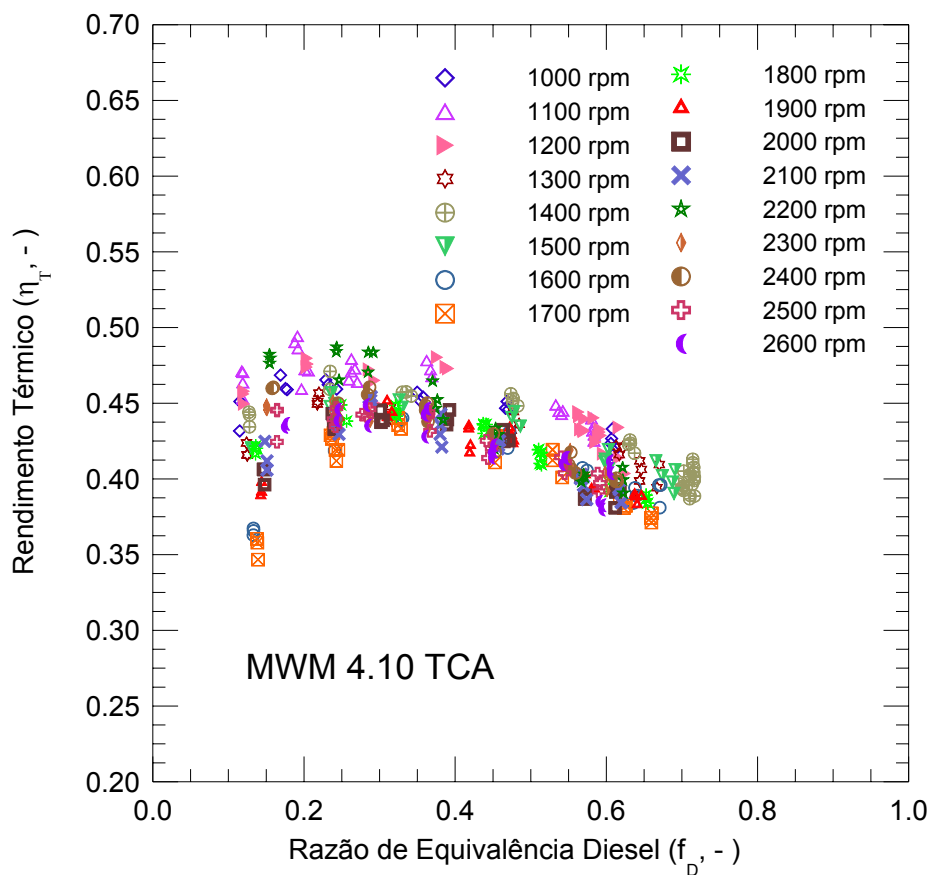


Figura 55: Rendimento térmico indicado no MWM 4.10 TCA (modo Diesel).

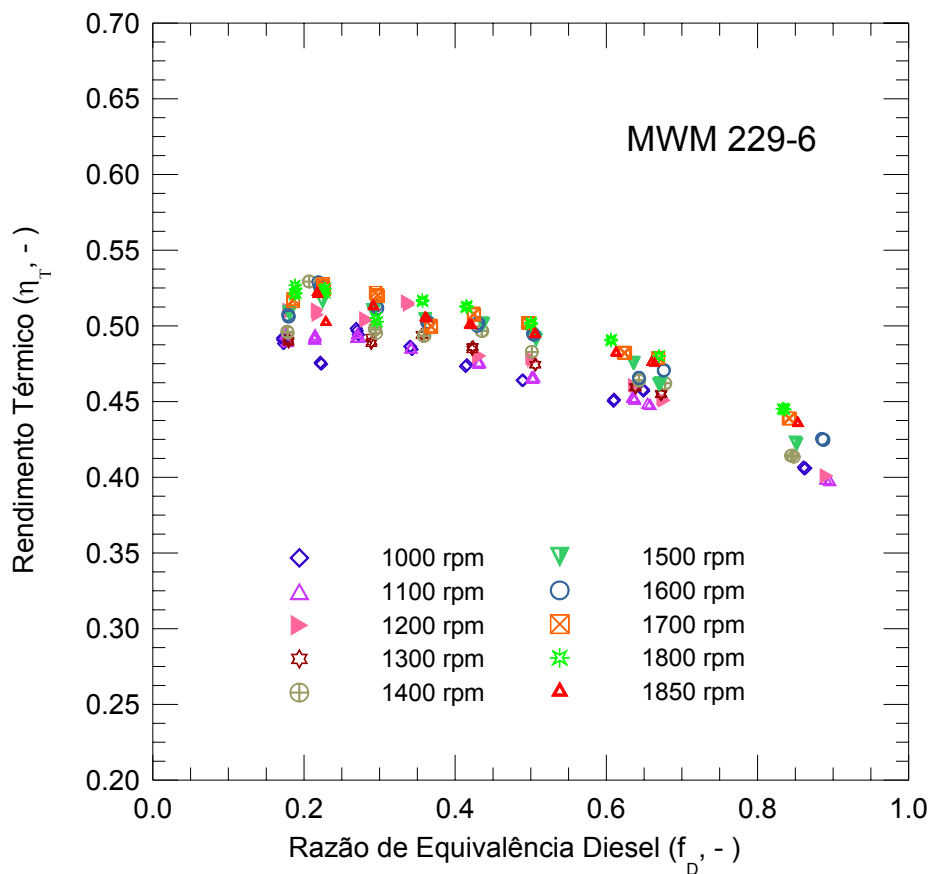


Figura 56: Rendimento térmico indicado no MWM 229-6 (modo Diesel).

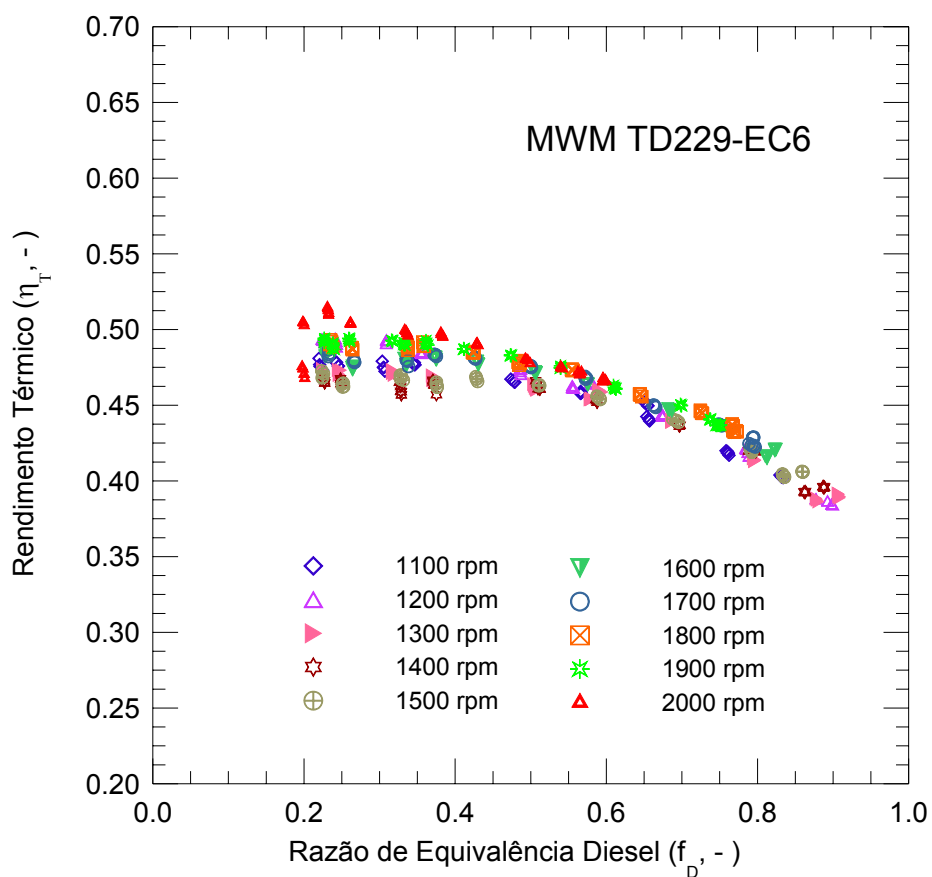


Figura 57: Rendimento térmico indicado no MWM TD229–EC6 (modo Diesel).

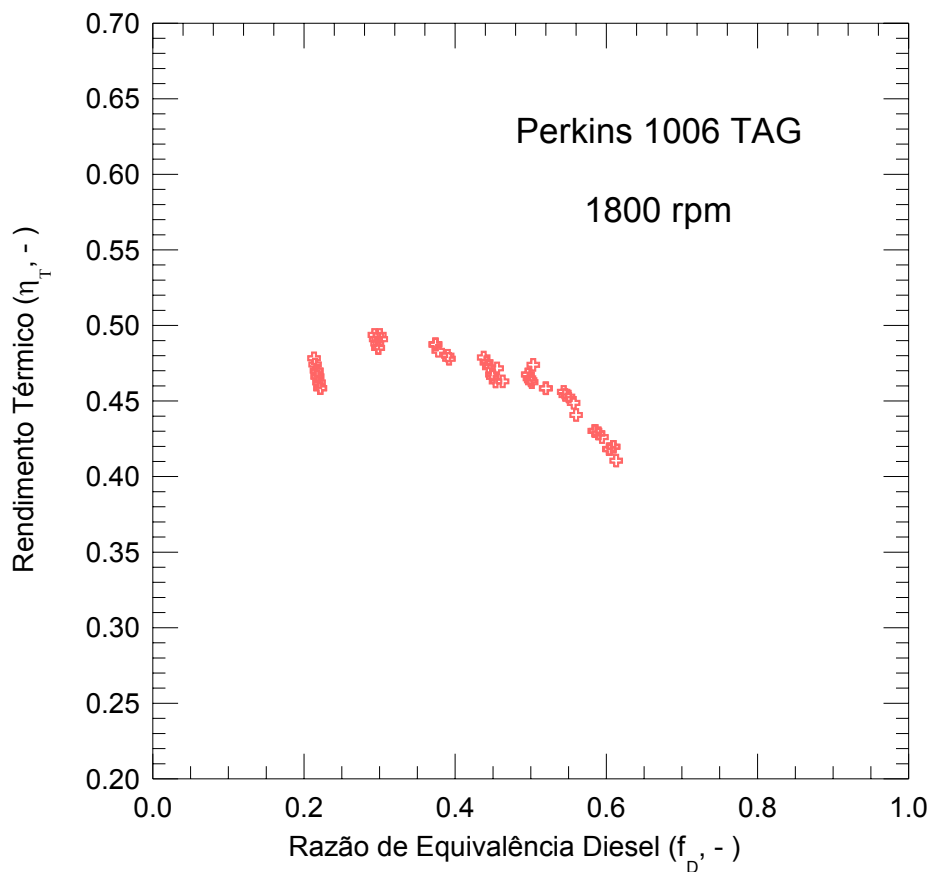


Figura 58: Rendimento térmico indicado no Perkins 1006 TAG (modo Diesel).

queimada, por inclusive ser inferior à incerteza típica dos medidores de vazão normalmente usados em testes de motores, não tem peso significativo no balanço energético da máquina térmica. Não se nota dependência de η_T com a rotação, sendo, inclusive, quantitativamente similar, entre motores distintos.

A Figura 59 agrupa, em um só gráfico, os resultados apresentados nas Figuras 54 – 58. A expressão 22, ajustada por tais pontos experimentais, reproduz os dados experimentais com erros médio e máximo de, respectivamente, 3,9 e 23,7 %.

$$\eta_T = 0,4821 - 0,1197 f_D^{2,506} \quad (22)$$

A eficiência volumétrica (η_v , equação 17), da forma como definida, carrega consigo informação referente à restrição, feita pelas válvulas, ao enchimento dos cilindros. O efeito da turbo-alimentação, arrefecimento do ar de combustão e a presença de vapor d'água ou gás natural são considerados ao se determinar a densidade dos gases no coletor de admissão.

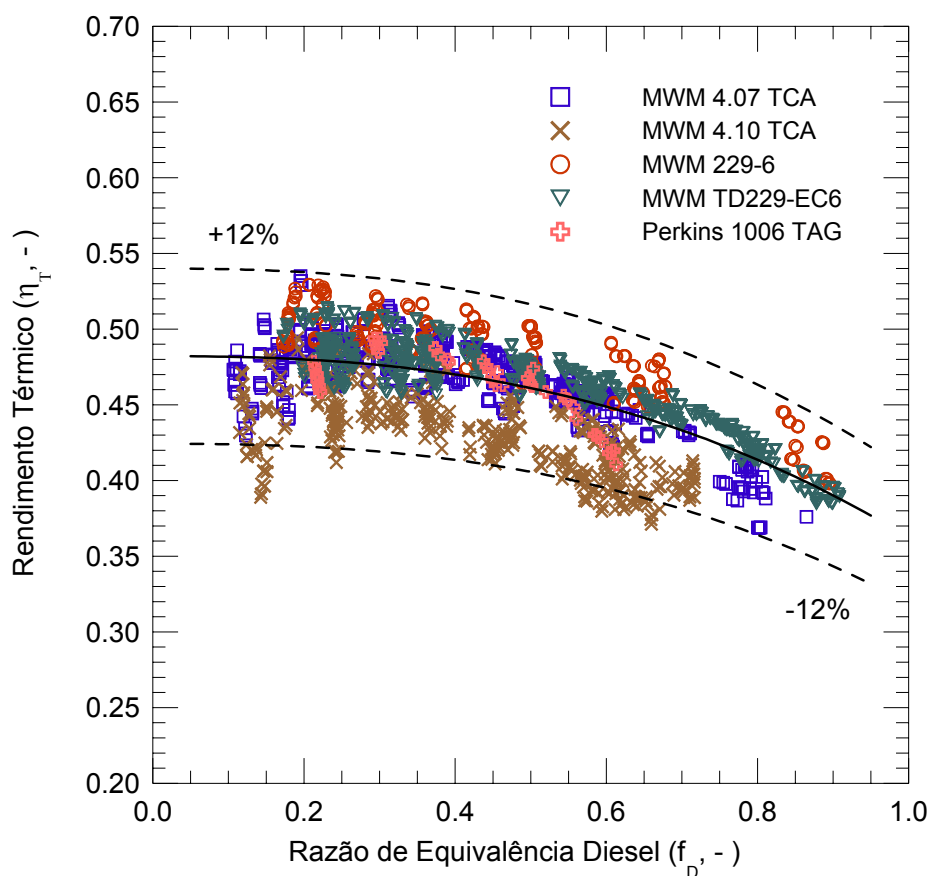


Figura 59: Variação de η_T com f_D em motores Diesel.

As Figuras 60 a 65 tratam da η_v verificada em todos os ensaios (incluindo os no modo bicomustível). Observa-se, para os motores MWM 4.07 TCA, MWM 4.10 TCA e MWM 229-6 a leve tendência, qualquer que seja a rotação, da redução de η_v com o aumento de f_D . Já o motor Perkins, modelo 1006 TAG, apresenta comportamento inverso. É o caso, também, do MWM TD229-EC6. Neste η_v aparece, de forma estranha, em dois diferentes patamares. Valem, aproximadamente, 75 e 88 %. A observação pode ser justificada pelo fato do conjunto turbo-compressor do MWM TD229-EC6, de forma distinta dos demais motores, não promover uma variação suave e continua da pressão do coletor de admissão, conforme, mantida a rotação, aumenta-se a carga. Enquanto o conjunto turbo-compressor de tal modelo não atua parece, na verdade, restringir o escoamento de ar. Tal comportamento é apresentado na Figura 64. Esta apresenta η_v , função da vazão de ar, para quatro diferentes rotações (1.100, 1.400, 1.700 e 2.000 rpm). Nas três menores nota-se que, conforme a vazão de ar aumenta, η_v “salta”, de forma razoavelmente abrupta, entre os já citados patamares. Na rotação de 2.000 rpm, condição onde a vazão de ar naturalmente já é mais elevada, não se verifica operação com η_v no patamar de 75 %.

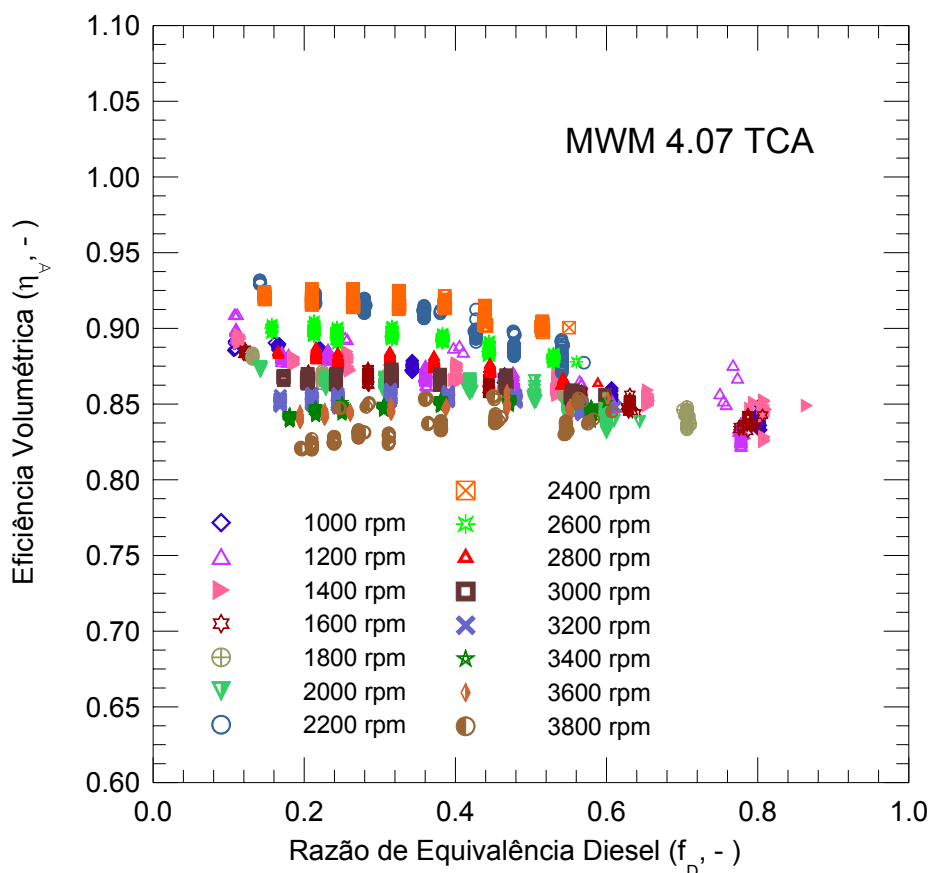


Figura 60: Eficiência volumétrica no MWM 4.07 TCA (Diesel e Diesel/gás).

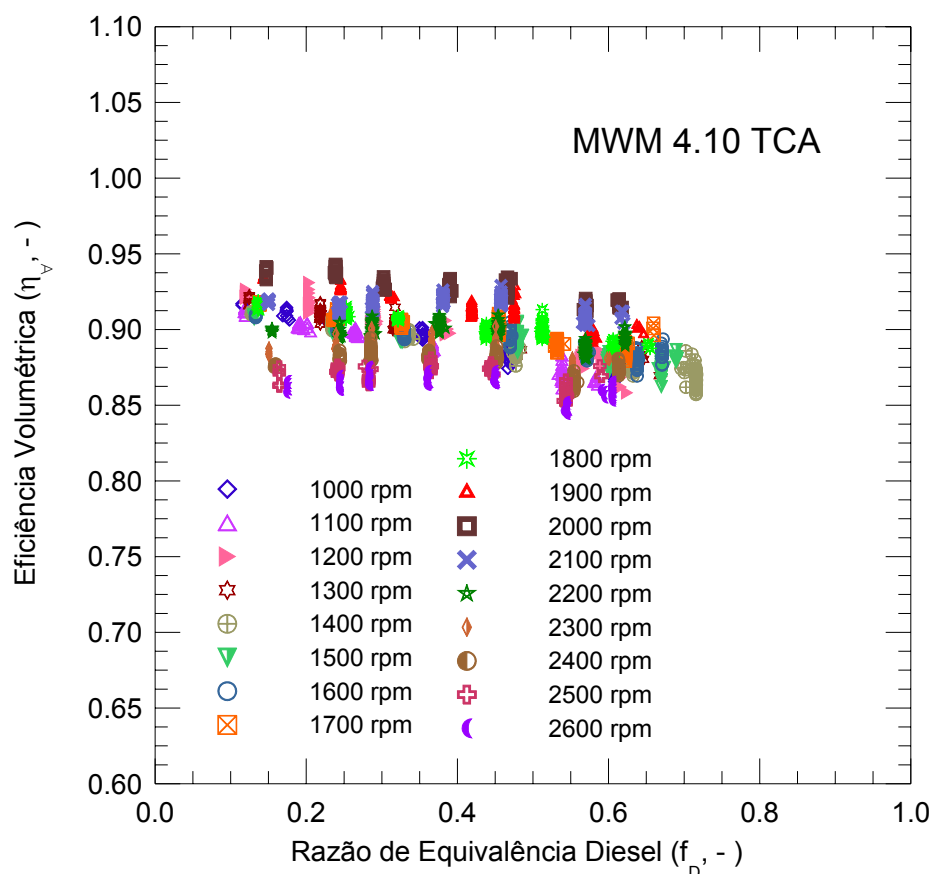


Figura 61: Eficiência volumétrica no MWM 4.10 TCA (Diesel e Diesel/gás).

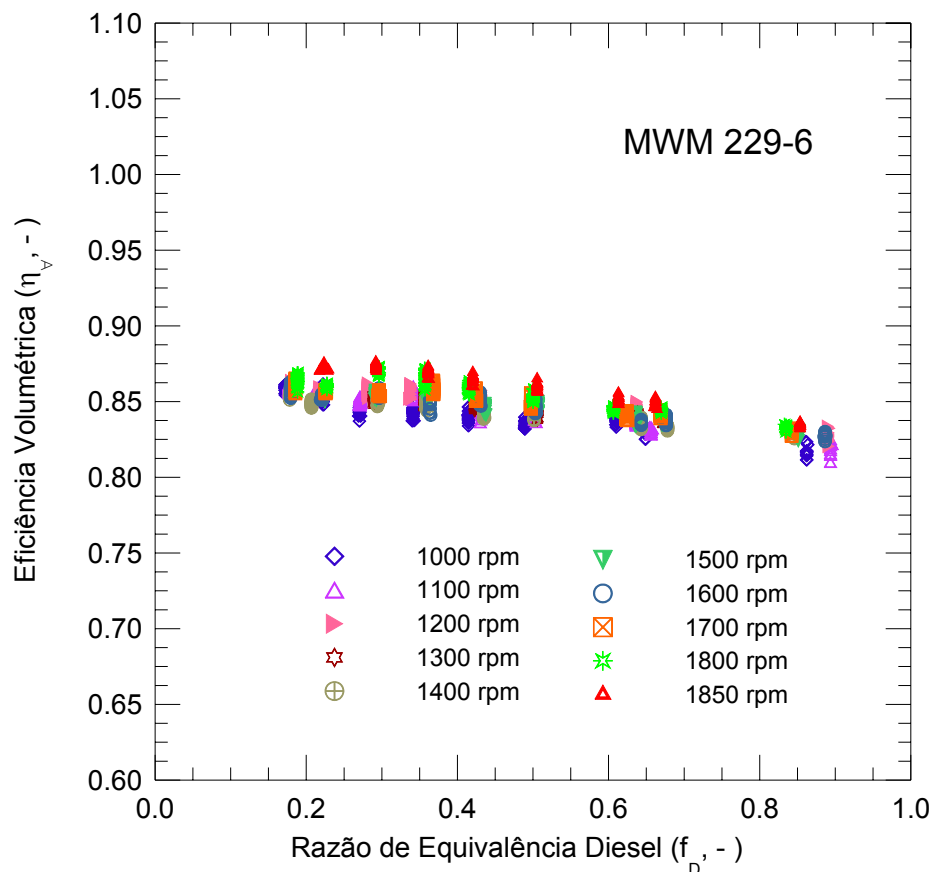


Figura 62: Eficiência volumétrica no MWM 229-6 (modos Diesel e Diesel/gás).

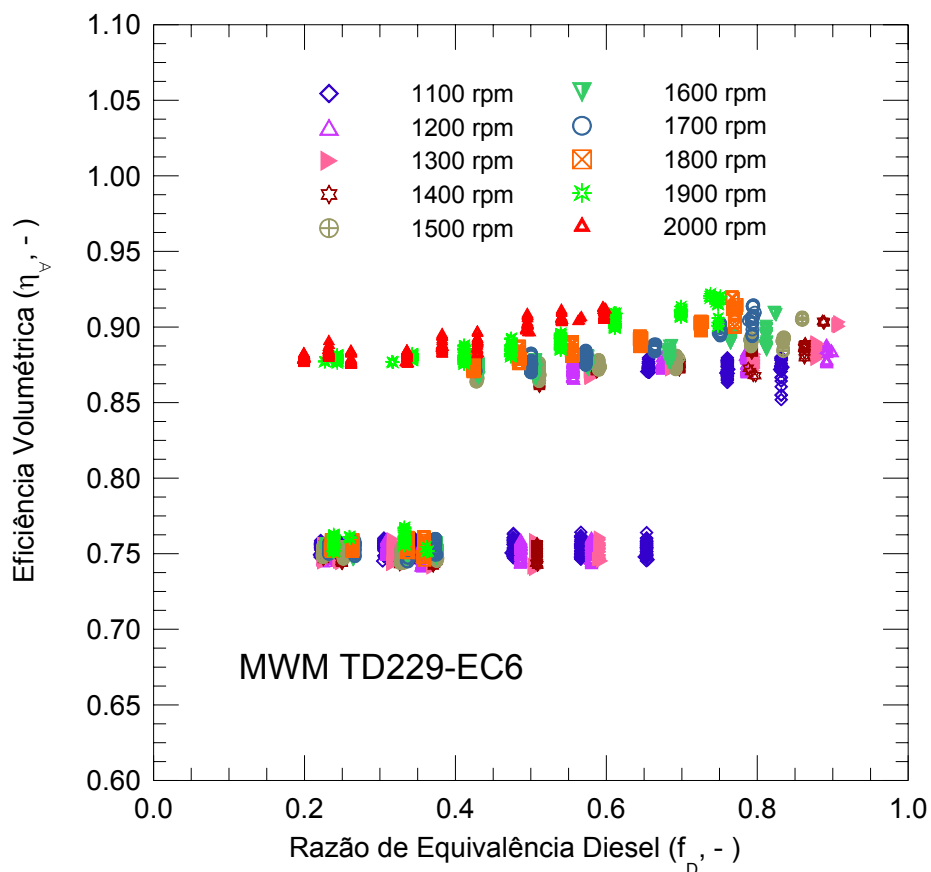


Figura 63: Eficiência volumétrica no MWM TD229–EC6 (Diesel e Diesel/gás).

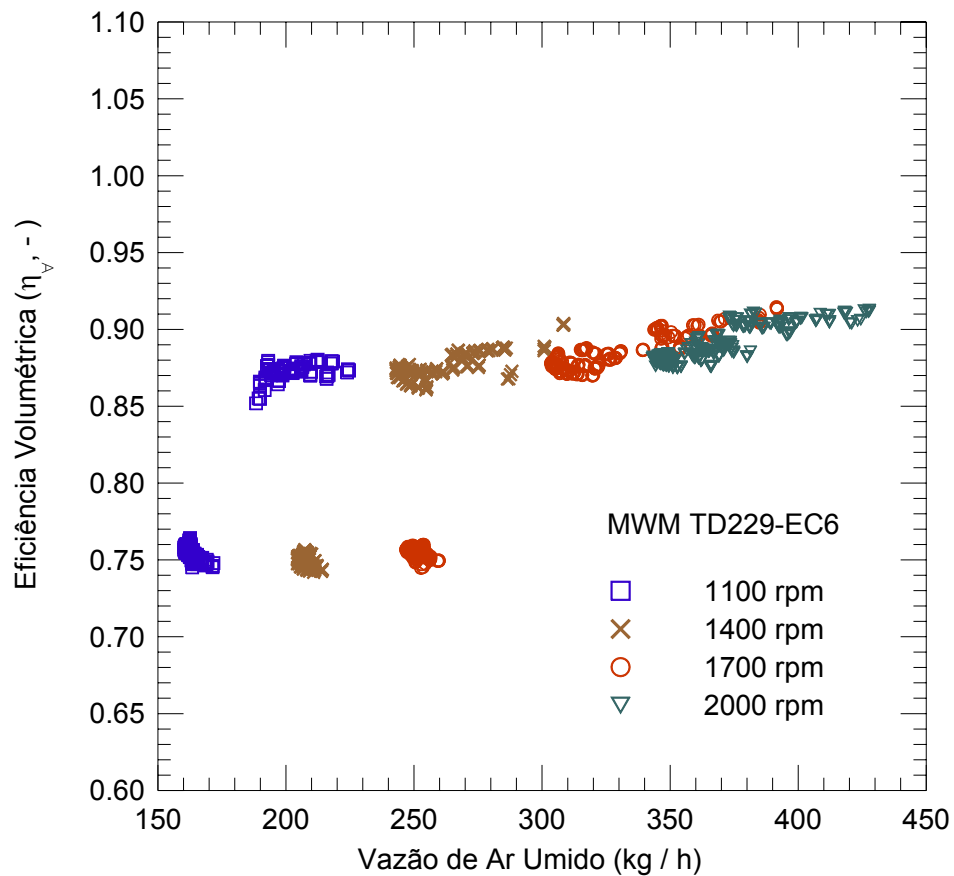


Figura 64: Variação típica de η_v com a vazão de ar no MWM TD229–EC6.

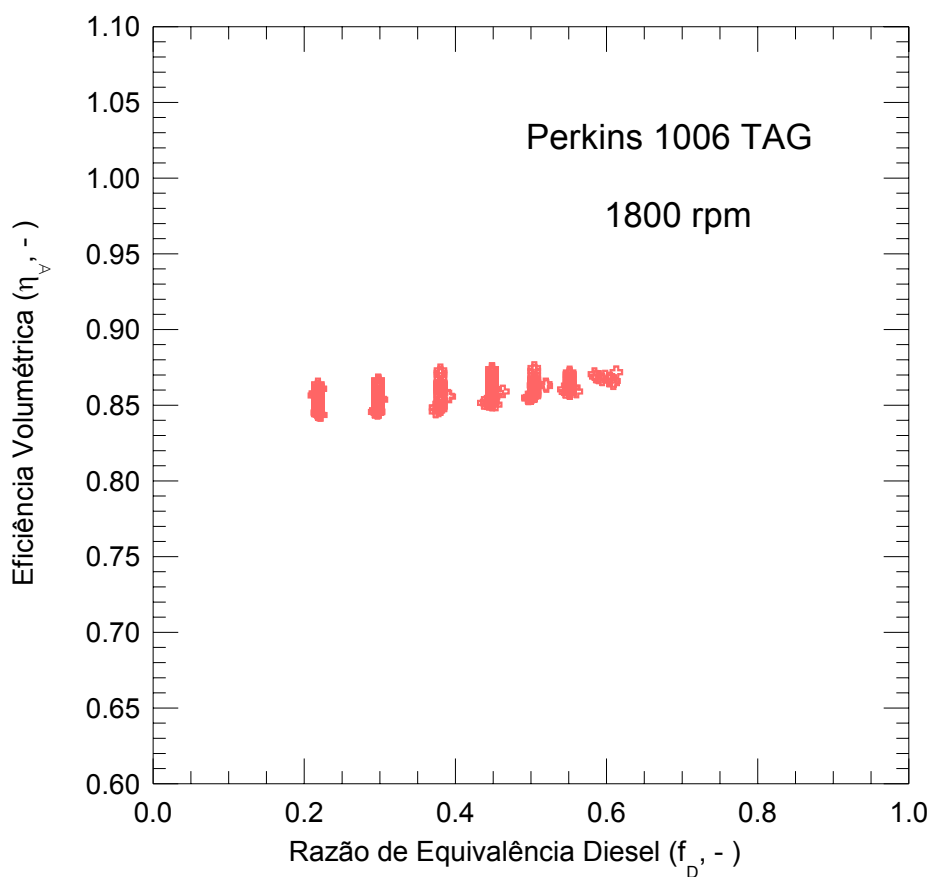


Figura 65: Eficiência volumétrica no Perkins 1006 TAG (Diesel e Diesel/gás).

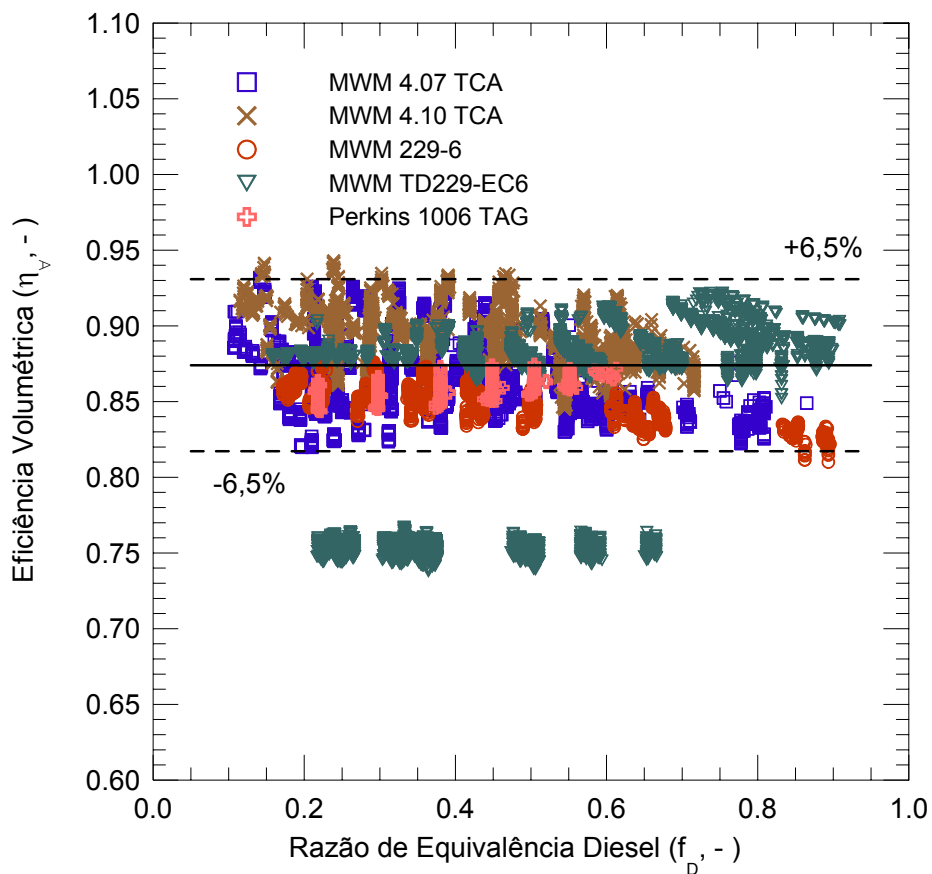


Figura 66: Eficiência volumétrica em motores Diesel e Diesel / gás.

Também é interessante notar que, na Figura 63, para diversas das rotações apresentadas, verificam-se valores relativos aos dois patamares de η_v para um mesmo f_D . No incremento de carga deste motor f_D aumenta, com η_v no patamar de 75 %, até o ponto em que o conjunto turbo-compressor passa a atuar. Neste momento verifica-se aumento abrupto da vazão de ar, com a correspondente redução de f_D . A partir deste ponto f_D volta a aumentar com o incremento do torque de eixo mas, agora, no patamar onde η_v é próximo a 88 %.

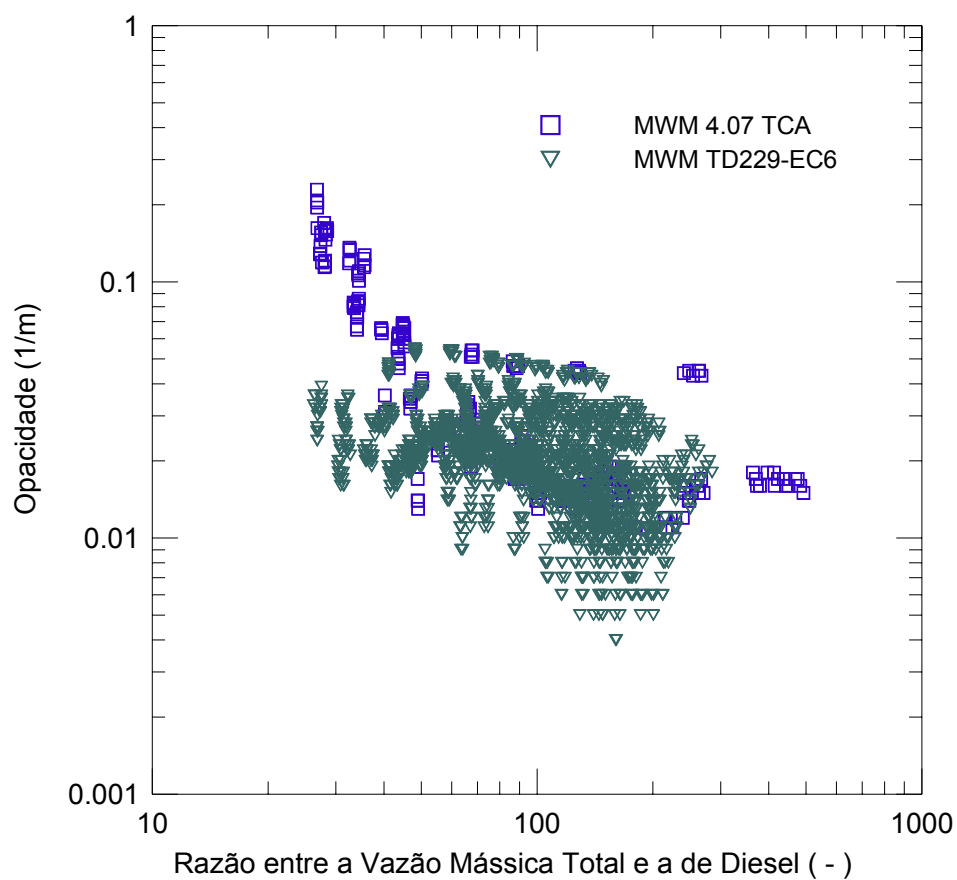
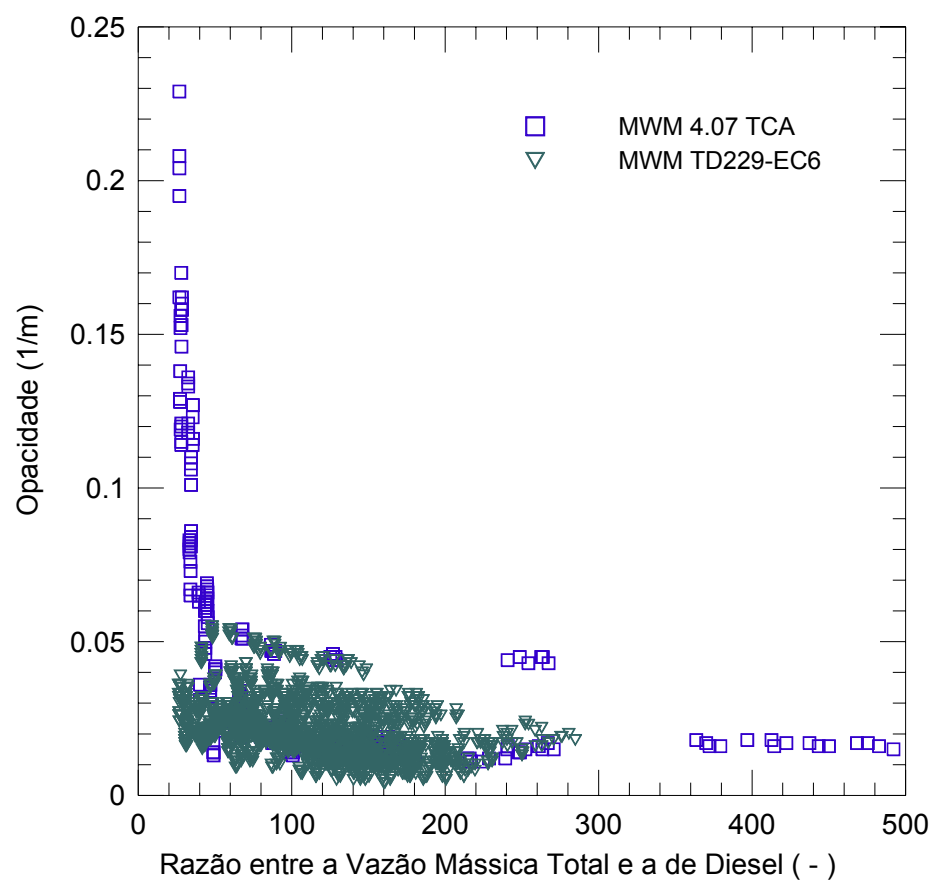
A Figura 66 apresenta todos os valores obtidos para a eficiência volumétrica, os quais podem ser expressos pela expressão 23:

$$\eta_v = 0,874 \quad (23)$$

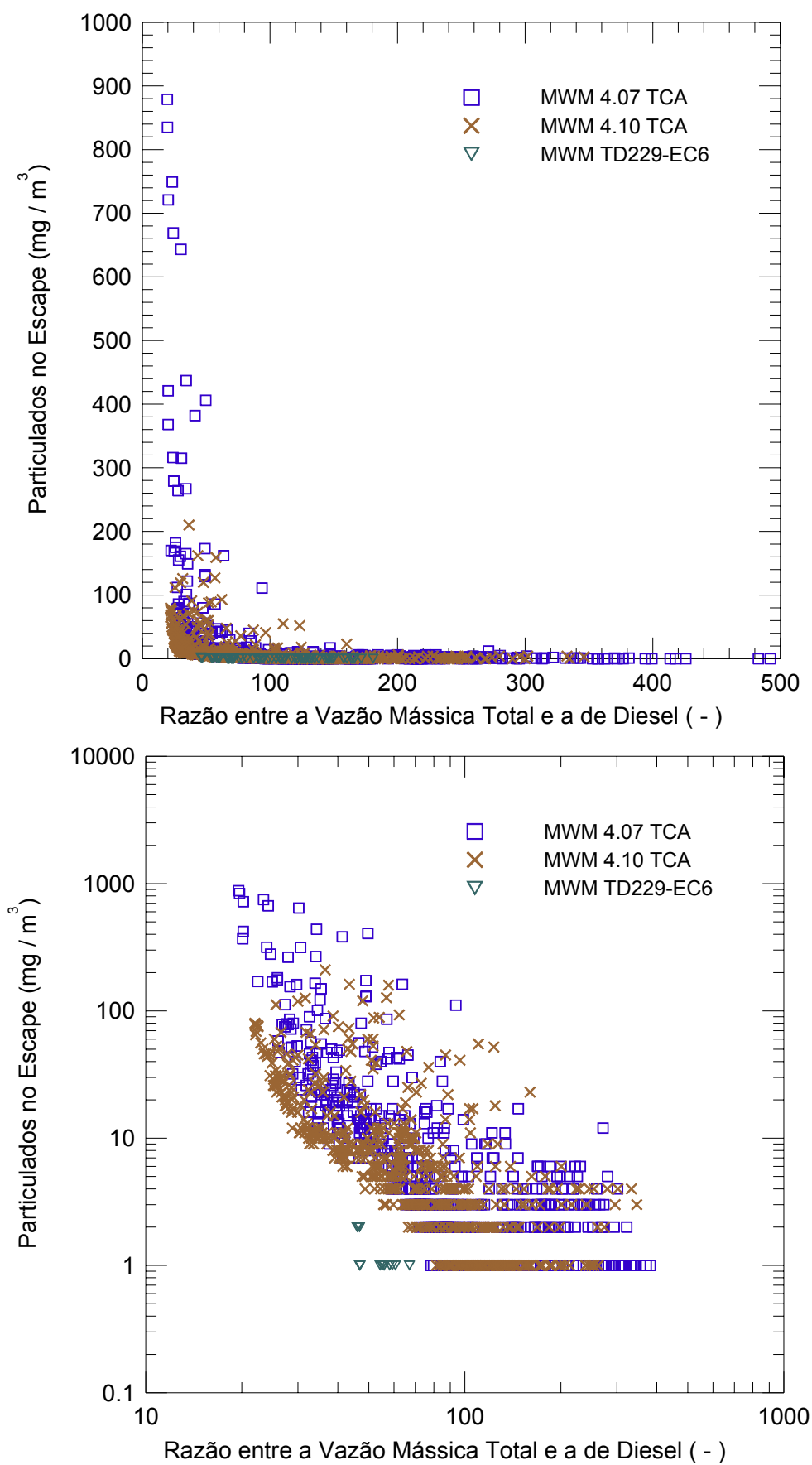
Esta constante representa os dados experimentais com erros médio e máximo de, respectivamente, 2,1 e 7,9 %. Desconsideraram-se os resultados relativos às condições, há pouco descritas, onde o conjunto turbo-compressor do MWM TD229–EC6 restringia a vazão de ar.

6.4. Opacidade e emissões de poluentes particulados

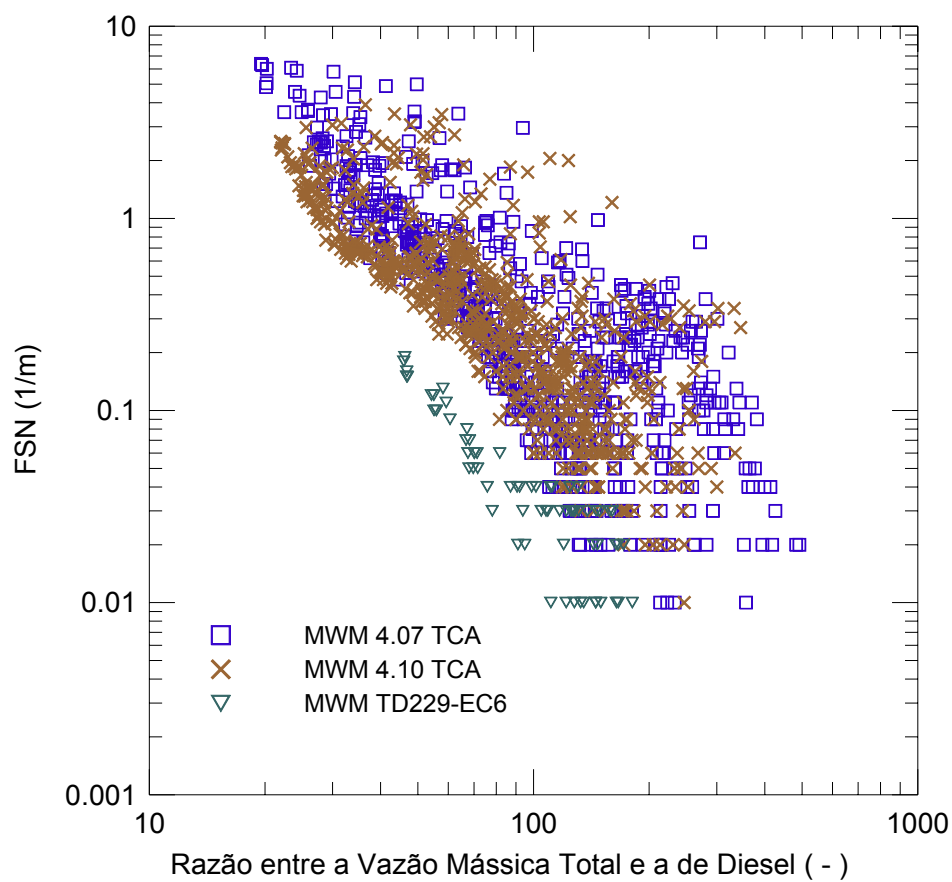
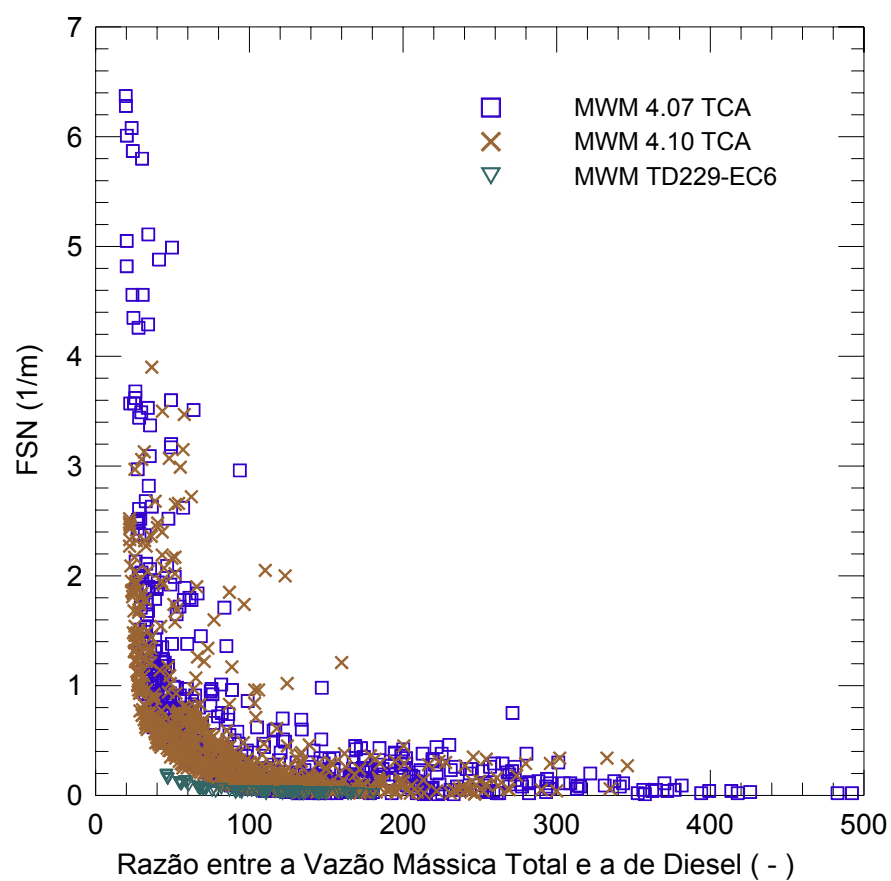
As Figuras 67, 68 e 69 tratam das emissões associadas aos particulados (Diesel e Diesel / gás). Buscou-se correlacionar as medidas com parâmetro que, esperava-se, agrupasse os dados dos diferentes motores. Os gráficos são, então, apresentados como função da razão entre a vazão mássica total (ar úmido e combustíveis) e a de Diesel. A dispersão dos dados é alta. Não se tem certeza do quanto se pode atribuir tal constatação a: a) real variabilidade entre motores, associadas às diferentes construções, e b) inadequação do adimensional para correlação dos resultados. Trata-se da opacidade dos gases de escape na Figura 67. Esta apresenta os mesmo dados, em dois formatos (gráficos lineares e log – log). Medidas do *Smoke Meter* são apresentadas, mais uma vez nos dois formatos, nas Figuras 68 (mg/m^3) e 69 (*Filter Smoke Number*, FSN). Verificam-se grandes emissões quando se opera com razões de vazões próximas a 20 (plena carga Diesel). A redução da quantidade de Diesel, seja por sua substituição pelo gás ou pela redução da carga, resulta em reduções de todos os parâmetros associados às emissões de particulados.



Figuras 67a e 67b: Opacidade de motores Diesel e Diesel / gás.



Figuras 68a e 68b: Particulados no escape de motores Diesel e Diesel / gás.



Figuras 69a e 69b: *Filter Smoke Number* (FSN) de motores Diesel e Diesel / gás.